

**VŠB – Technická univerzita Ostrava**

**Fakulta strojní**

**Katedra části a mechanismu strojů**

**Konstrukční rozbor reálné přídavné dvoustupňové  
převodovky nákladního automobilu**

***Design analysis of real auxiliary reduction gear for a  
truck***

Vedoucí diplomové práce:

prof. Ing. Vladimír Moravec Csc.

Student:

Bc. Jan Grydil

Ostrava 2009

## **Prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 22. 5. 2009

Bc. Grydil Jan

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB – TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB – TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci, obsažené v záznamu o závěrečné práci umístěné v příloze mé bakalářské práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB – TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB – TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnutí licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB – TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB – TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 22. 5. 2009

Bc. Grydil Jan

Adresa trvalého pobytu diplomanta:

U Sušárny 153, Dolní Životice 747 56, Opava

## **Poděkování**

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce prof. Ing. Vladimíru Moravcovi, Csc. a odbornému konzultantu Ing. Stanislavu Wankemu za jejich trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady v celém průběhu zpracování diplomové práce.

## **Anotace diplomové práce**

GRYDIL, J. *Konstrukční rozbor reálné přídatné dvoustupňové převodovky nákladního automobilu*. Ostrava: katedra částí a mechanismů strojů-347, Fakulta Strojní, VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2009, 61 stran.  
Diplomová práce, vedoucí Moravec, V.

Cílem diplomové práce je rozbor reálné dvoustupňové přídatné převodovky nákladního automobilu. Hlavním úkolem bylo co nejpřesněji specifikovat geometrii vyrobeného ozubení. Dále pak provést geometrické a pevnostní výpočty jednotlivých ozubených kol a zhodnotit použítá ložiska. Podrobně byla rozebrána funkce a řazení děliče krouticího momentu.

## **Annotation of thesis**

GRYDIL, J. *Design analysis of real auxiliary reduction gear for a truck*.  
Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms of Mechanical Engineering VŠB - Technical University Ostrava, 2009, 61 p.  
Thesis, head Moravec, V.

The aim of my thesis is the analysis of the real auxiliary reduction gear for a truck. The main task was to specify as exactly as possible the alignment of manufactured gearing. Than to carry out the geometry and strength calculation of the cog-wheels and to avaluate the used bearings. I have taken into parts in details the function and the sorting of divider of the twist moment.

## Obsah

<b>1. Seznam použitého značení.....</b>	<b>- 2 -</b>
<b>2. Úvod.....</b>	<b>- 5 -</b>
<b>3. Popis a cíle diplomové práce .....</b>	<b>- 8 -</b>
3.1. Popis diplomové práce.....	- 8 -
3.2. Cíle diplomové práce .....	- 9 -
<b>4. Geometrie soukolí.....</b>	<b>- 10 -</b>
4.1. Zjištění základních parametrů měření.....	- 10 -
4.2. Výpočet geometrických parametrů .....	- 15 -
4.3. Zhodnocení geometrických parametrů ozubení a přesnost ozubení .....	- 21 -
4.4. Technologie výroby .....	- 24 -
<b>5. Pevnostní kontrola ozubení .....</b>	<b>- 28 -</b>
5.1. Stanovení zátěžných sil a momentů.....	- 28 -
5.2. Pevnostní výpočet ozubení .....	- 32 -
<b>6. Zhodnocení použitých ložisek .....</b>	<b>- 36 -</b>
6.1. Specifikace použitých ložisek.....	- 36 -
6.1.1. <i>Hnací hřídel</i> .....	- 37 -
6.1.2. <i>Předloková hřídel</i> .....	- 38 -
6.1.3. <i>Hnaná hřídel</i> .....	- 39 -
6.2. Stanovení ekvivalentního krouticího momentu a ekvivalentních otáček .....	- 41 -
6.3. Výpočet reakčních sil zachycující ložiska .....	- 43 -
6.3.1. <i>Hnací hřídel</i> .....	- 43 -
6.3.2. <i>Předloková hřídel</i> .....	- 45 -
6.3.3. <i>Hnaná hřídel</i> .....	- 46 -
6.3.4. <i>Dělič momentů</i> .....	- 48 -
6.4. Výpočet životnosti ložisek.....	- 49 -
<b>7. Zhodnocení řadicího mechanismu.....</b>	<b>- 52 -</b>
<b>8. Popis funkce a ovládaní planetového dělice momentu.....</b>	<b>- 55 -</b>
<b>9. Závěr.....</b>	<b>- 57 -</b>
<b>10. Seznam použité literatury.....</b>	<b>- 59 -</b>
<b>11. Přílohy .....</b>	<b>- 61 -</b>

## 1. Seznam použitého značení

$a$	vzdálenost os	[mm]
$b$	šířka ozubení	[mm]
$c$	hlavová vřule, velikost modifikace, tuhost ozubení	[mm, N/mm]
$d$	průměr	[mm]
$f$	úchylka ozubení, frekvence, přímkový úsek hlavy nástroje	[ $\mu$ m, Hz, mm]
$g$	souřadnice záběrové úsečky	[mm]
$h$	výška, rameno ohybu	[mm]
$i$	převodový poměr	[-]
$j$	boční vřule	[mm]
$k$	snížení hlavy, konstanta	[mm]
$l$	délka (např. dotyku)	[mm]
$m$	modul ozubení, modifikace	[mm, $\mu$ m]
$n$	frekvence otáčení, provozní počet cyklů	[Hz, cyklů]
$p$	rozteč, stoupání	[mm]
$q$	délkové zatížení, exponent Wöhlerovy křivky	[N/mm, -]
$r$	poloměr	[mm]
$s$	tloušťka zubu	[mm]
$t$	čas	[s]
$v$	rychlost	[m/s]
$w$	šířkové zatížení	[N/mm]
$x$	jednotkové posunutí (součinitel posunutí), souřadnice	[mm]
$y$	jednotková změna vzdálenosti os, souřadnice	[mm]
$z$	počty zubů, souřadnice	[-, mm]
$A, B, C$	konstanty	[-]
$D$	intenzita poškození	[-]
$E$	úchylka rozměru, modul pružnosti v tahu	[ $\mu$ m, MPa]
$F$	úchylka ozubení	[ $\mu$ m]
$K$	součinitel přídavných zatížení	[-]
$L$	životnost	[hod, km]

$M$	kontrolní rozměr přes kuličky či válečky, moment síly (ohybový, krouticí)	[mm, N·mm]
$N$	počet cyklů namáhání, cyklový život, tj. technický život v cyklech	[cyklů]
$P$	výkon, pravděpodobnost poruchy	[kW, %]
$R$	mez pevnosti, pružnosti, kluzu, drsnost povrchu	[MPa, $\mu\text{m}$ ]
$S$	míra bezpečnosti	[-]
$T$	tolerance	[ $\mu\text{m}$ ]
$V$	kolísání rozměru	[ $\mu\text{m}$ ]
$W$	kontrolní rozměr přes zuby	[mm]
$Y$	součinitele výpočtu na ohyb	[-]
$Z$	součinitele výpočtu na dotyk	[-]
$\alpha$	úhel profilu, záběru	[°]
$\beta$	úhel sklonu zubů	[°]
$\delta$	protuberance, deformace	[ $\mu\text{m}$ ]
$\varepsilon$	součinitel záběru, profilu, kroku, celkový	[-]
$\eta$	účinnost	[-, %]
$\vartheta$	měrný skluz, teplota	[-, °C]
$\varphi$	úhlová dráha kola	[rad]
$\lambda$	součinitel délky dotyku	[mm]
$\mu$	součinitel tření	[-]
$\nu$	kinematická viskozita, Poissonova konstanta	[mm <sup>2</sup> /s, -]
$\rho$	poloměr křivosti, hustota	[mm, kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma$	normální napětí	[MPa]
$\tau$	tečné napětí	[MPa]
$\omega$	úhlová rychlost	[rad/s]
$\Delta$	posunutí, součinitel	[mm]

### ***Indexy***

- roztečný válec (bez indexu)
- a hlavový válec, hlava zubu, vztahující se k evolventě
- b základní válec, vztahující se k boční křivce



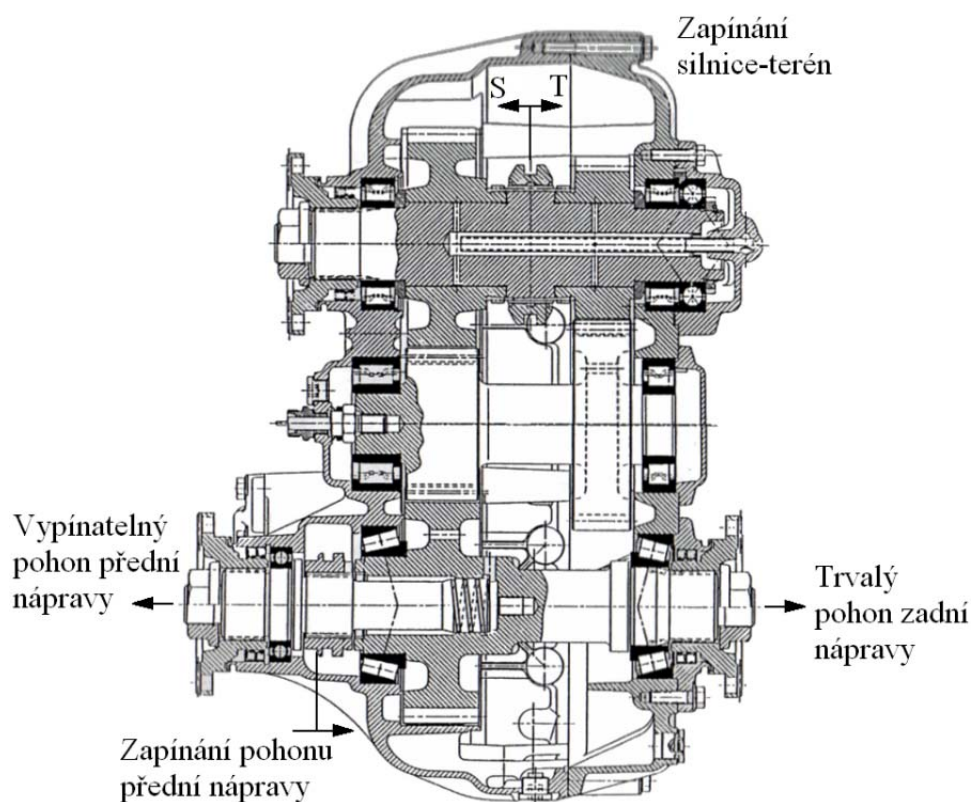
f	patní válec
i	počítané kolo, dolní mezní úchylka
j	protikolo
lim	bod zlomu Wöhlerovy křivky
n	normální
nb	normální základní
min	minimální
max	maximální
t	čelní
tb	čelní základní
tw	čelní provozní
v	vnitřní dynamika
w	valivý (válec, osová vzdálenost), společný
x	osový řez
F	ohybová pevnost
H	posunutí základního hřebene, dotyková pevnost
P	přípustné napětí
R	drsnost povrchu
X	velikost
W	kontrolní rozměr přes zuby, hodnoty vztahující se k Wöhlerově křivce
$\Sigma$	Součtová či výsledná veličina
1,2	pastorek a kolo
*	poměrná veličina vztažená na normální modul
$\alpha$	vztahující se k úhlu záběru
$\beta$	vztahující se k úhlu sklonu zubů

## 2. Úvod

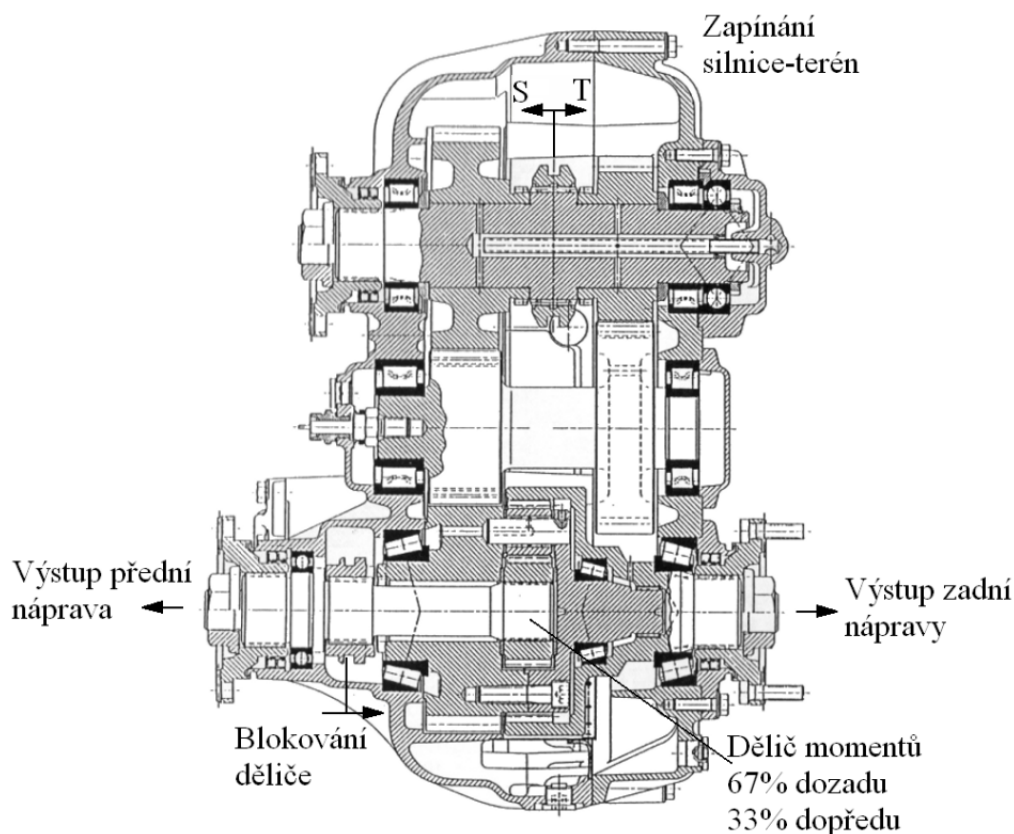
Přídavná převodovka, známá také jako redukce, nebo sestupný převod je používána od osobních automobilů, přes traktory, nákladní či speciální vozidla až po stavební stroje, pro zvýšení tažné síly v těžkém terénu a prudkém stoupaní. Používá se rovněž tam, kde je potřeba rozdělit tok krouticího momentu mezi přední a zadní nápravy.

Konstrukčně jde o další, zpravidla dvoustupňovou převodovku, umístěnou za hlavní převodovkou. Při běžné jízdě je zařazená lehká řada (převod 1:1, tzv. "silniční převod") při jízdě v terénu, prudkém stoupaní či vyprošťování, je zařazena těžká řada (převod cca 2:1, tzv. "terénní převod"). Některé pracovní stroje mají tuto převodovku vícešupňovou (tzv. "plazivé převody"), pro použití přídavného nářadí hnaného od motoru, kdy je potřeba vyšších otáček motoru při pomalé jízdě (např. různé zametače vozovky a podobná komunální technika).

Tyto převodovky jsou konstruovány buď bez děliče momentu s vypínatelným předním pohonem (obr. 2.1), nebo s děličem momentu na přední a zadní nápravu popř. nápravy (obr. 2.2).



Obr. 2.1 Řez dvoustupňové přídavné převodovky bez děliče momentu [12]



Obr. 2.2 Řez dvoustupňové přídavné převodovky s děličem momentu (vozidlo 6x6) [12]

Při použití přídavné převodovky bez děliče momentu je tok krouticího momentu směřován pouze na zadní nápravy. Přední náprava je běžně zcela odpojena. Pouze při potřebě zvýšit hnací sílu dojde ke spojení hnací hřídele přední nápravy s hnacím kolem redukce. Rozdělení toku momentu na přední a zadní nápravu je dáno přibližně poměrem hmotnosti na přední a zadní nápravy a je doprovázeno parazitními momenty a ztrátami.

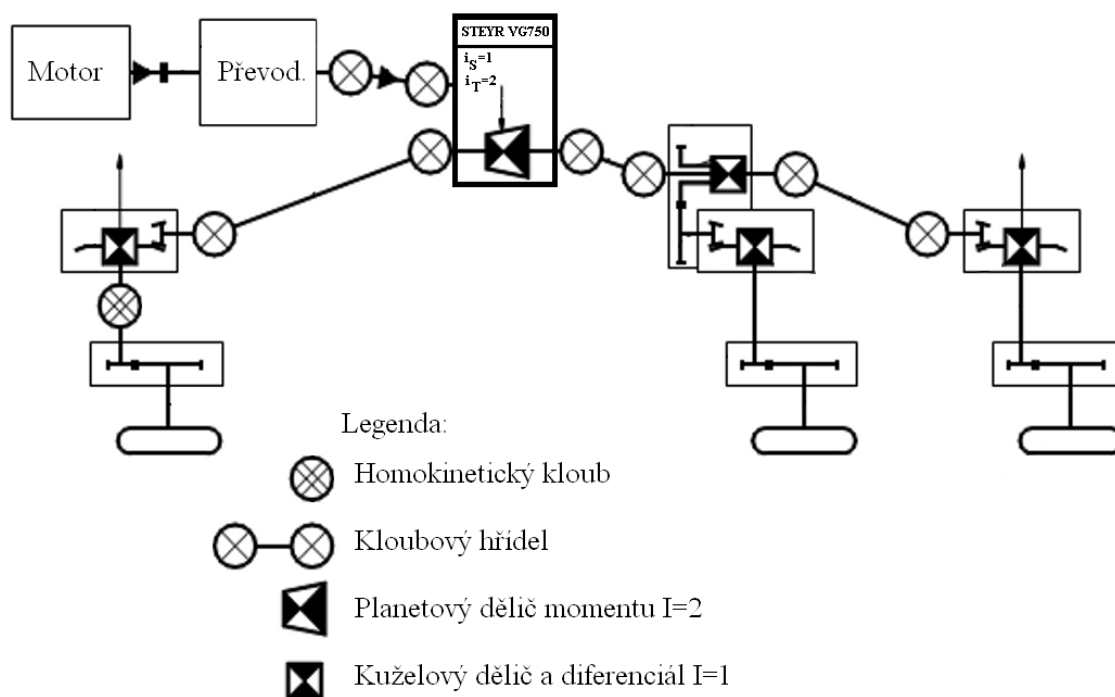
Při použití sestupné převodovky s děličem momentu je tok krouticího momentu trvale dělen v daném poměru mezi přední a zadní nápravu nákladního automobilu. Dělicí poměr bývá mezi **1:1,6 až 1:2,5 (1:5)**. Záleží na hmotnosti připadající na přední a zadní nápravu vozidla, kde je sestupný převod použit. Důležitým faktorem volby dělicího poměru je počet hnacích náprav. I u této varianty je nutné umožnit zablokování u mezinápravového diferenciálu. Následné dělení toku momentu je poté stejné, jako u první varianty se zapnutým předním náhonem.

Zkoumaná přídavná převodovka je od výrobce **ZF Steyr**, typové označení **VG 750**. Jedná se o přídavnou převodovku pro střední nákladní automobily. Firma Tatra, a.s. Kopřivnice tyto převodovky montuje do speciálního lehkého vojenského automobilu

s typovým označením **Tatra 810 ANTS**. Toto moderní vojenské vozidlo je na obr. 2.3 a schéma pohonu na obr. 2.4, kde je popisovaná převodovka vyznačena silněji.



Obr. 2.3 Tatra 810 ANTS [12]



Obr. 2.4 Schéma pohonu vozidla 6x6 [12]

### 3. Popis a cíle diplomové práce

V této kapitole je stručný popis problematiky zadání diplomové práce, zároveň jsou zde uvedeny cíle, které mají být řešeny.

#### 3.1. Popis diplomové práce

Cílem této práce není navrhnout přídatnou dvoustupňovou převodovku nákladního automobilu, ale provést konstrukční rozbor reálné převodovky. Zjistit jestli výrobce dané převodovky použil standardní ozubení, nebo zuby s prodlouženým trváním záběru HCR (High Contact Ratio).

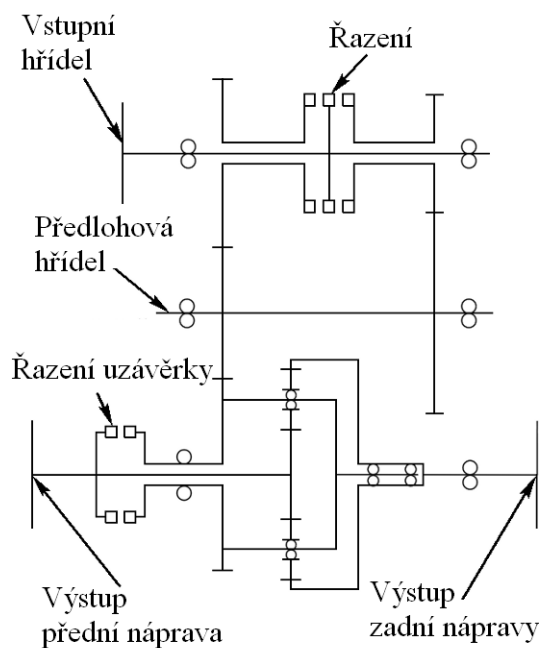
Prioritou je co nejpřesněji specifikovat geometrii základních parametrů jednotlivých ozubených kol pro následný geometrický a pevnostní výpočet a posouzení jejich přesnosti na základě provedených měření.

Dále pak zhodnotit použitá ložiska, řadicí mechanismus a ostatní příslušenství. Detailně je popsáno ovládání a funkce planetového děliče momentu.

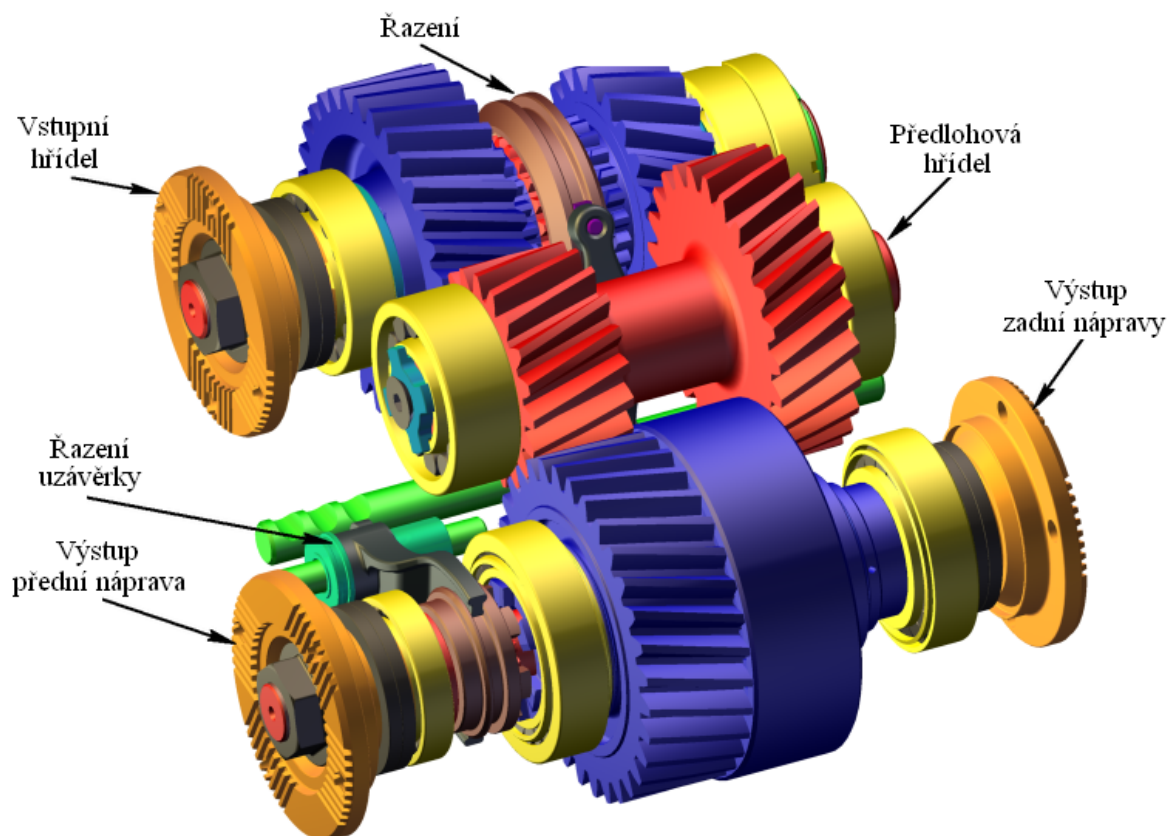
Schéma a vstupní parametry dvoustupňové přídatné převodovky s děličem momentu jsou zobrazeny na obr. 3.1. Zjednodušený 3D model je vyobrazen na obr. 3.2.

#### Známe parametry od výrobce:

- Typ: **ZF Steyr VG 750**
- Převod
  - Lehká řada:  $i_s=1$
  - Těžká řada:  $i_T=2$
- $M_{k\max}=8000$  [Nm]
- $n_{\max}=3500$  [ $\text{min}^{-1}$ ]
- Dělení momentu: 1:2



Obr. 3.1 Schéma popisující zadání



Obr 3.2 3D model zkoumané převodovky

### 3.2. Cíle diplomové práce

- Geometrický a pevnostní výpočet ozubených kol
- Zhodnocení přesnosti dle provedených měření
- Zhodnocení použitých ložisek
- Zhodnocení řadícího mechanismu
- Popis funkce a ovládaní planetového děliče momentu

## 4. Geometrie soukolí

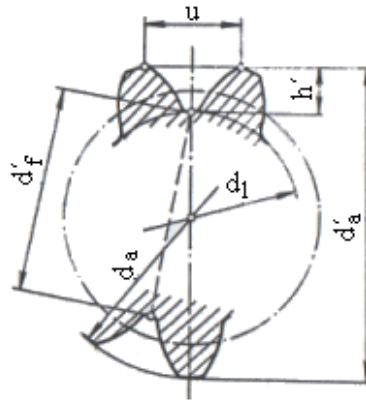
V následujících kapitolách je probrán postup směřující k co nepřesnějšímu určení základních geometrických parametrů. Je proveden podrobný geometrický výpočet všech soukolí a jsou popsány pravděpodobné způsoby výroby ozubení, tepelného zpracování a dokončovacích operací např. ševingování či broušení.

### 4.1. Zjištění základních parametrů měřením

Aby mohlo dojít k následnému podrobnému výpočtu geometrie jednotlivých soukolí, bylo nutné nejprve ručně změřit základní rozměry ozubených kol. Jednotlivé měřené parametry jsou uvedeny níže.

- Počet zubů	$z$	[ - ]
- Hlavový průměr	$d_a$	[mm]
- Patní průměr	$d_f$	[mm]
- Rozměry přes zuby	$W$	[mm]
- Počet zubů pro měření	$z_w$	[ - ]
- Šířka ozubení	$b$	[mm]
- Úhel sklonu zubu	$\beta$	[°]
- Osové vzdálenosti	$a_w$	[mm]
- Tloušťka zubu na hlavě	$s_a$	[mm]

Počty zubů byly jednoduše spočítány. Hlavové průměry, patní průměry, šířka ozubení a tloušťka zubu na hlavě byly změřeny pomocí analogového posuvného měřidla s přesností 0,02 [mm]. U měření hlavového a patního průměru u ozubeného kola s lichým počtem zubů bylo nutné naměřený rozměr přepočítat dle vztahu (4.1) a (4.2), které byly převzaty z [8].

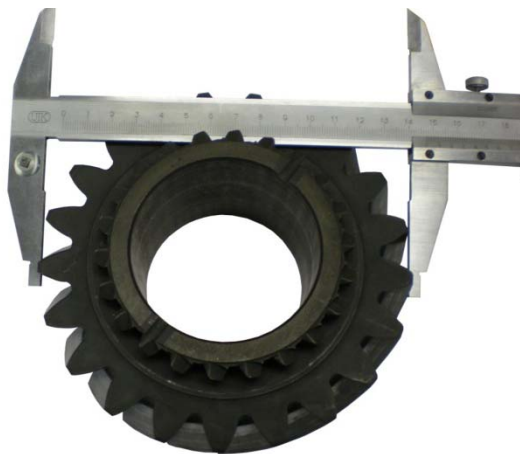


Obr. 4.1 Měření hlavového a patního průměru [8]

$$d_a \cong d'_a + \frac{u^2}{4 \cdot d'_a} \quad (4.1)$$

$$d_f \cong d_a - 2 \cdot h' - \frac{u^2}{2 \cdot d_a} = d'_f \cdot \left(1 + \frac{1,234}{z^2}\right) \quad (4.2)$$

Rozměry přes zuby byly změřeny pomocí analogových talířkových mikrometrů s přesností 0,01 [mm], pouze u korunového kola nebylo možné změřit rozměr přes zuby pomocí tohoto měřidla. Ukázky jednotlivých měření jsou zobrazeny na následujících obrázcích (obr. 4.2 až obr. 4.4).



Obr. 4.2 Měření hlavového průměru





Obr. 4.3 Měření patního průměru



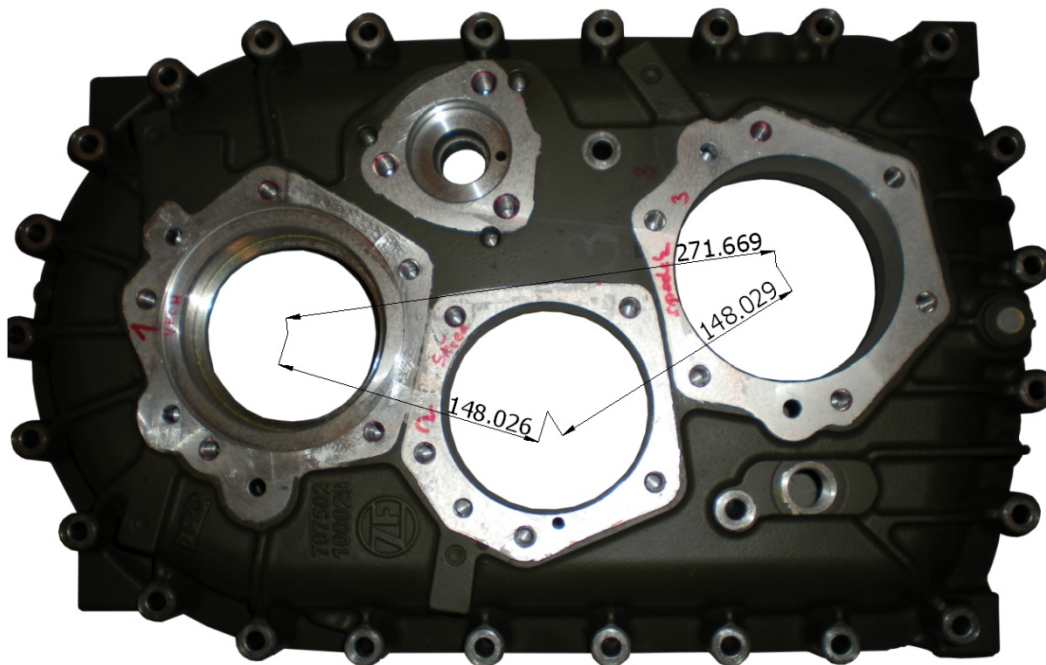
Obr. 4.4 Měření rozměru přes zuby

Změření úhlu sklonu zubu na roztečné kružnici nebylo v daných podmínkách a při daných měřidlech možné. Nejdříve bylo nutné změřit úhel sklonu zubů na hlavovém průměru, následně dle vztahu (4.3) přepočítat sklon zubů na odhadnutý průměr roztečné kružnice. Toto měření se provedlo tak, že na papír se odvalily hrany plošek zubu. Sklon takto promítnutých hran pak byl změřen pomocí plastového úhloměru s přesností 0,5 [°]. Takto stanovený úhel zubu  $\beta$  je přibližný odhad, který je nutno ověřit měřením na CNC měřícím centru, které bude následovat.

$$\frac{\operatorname{tg}(\beta)}{\operatorname{tg}(\beta_a)} = \frac{d}{d_a} \Rightarrow \beta = \arctg\left(\frac{d}{d_a} \cdot \operatorname{tg}(\beta_a)\right) \quad (4.3)$$

Aby mohlo dojít ke kontrolnímu a přesnému proměření jednotlivých ozubených kol bylo nutné odhadnout modul z měřených rozměrů a změřit pracovní osové vzdálenosti.

Tyto osové vzdálenosti byly změřeny na víku převodové skříně a na unašeči satelitu pomocí 3 osového měřicího centra *DEA – GAMMA* ve firmě Tatra a.s. Výsledky měření jsou na obr. 4.5 a na obr. 4.6.

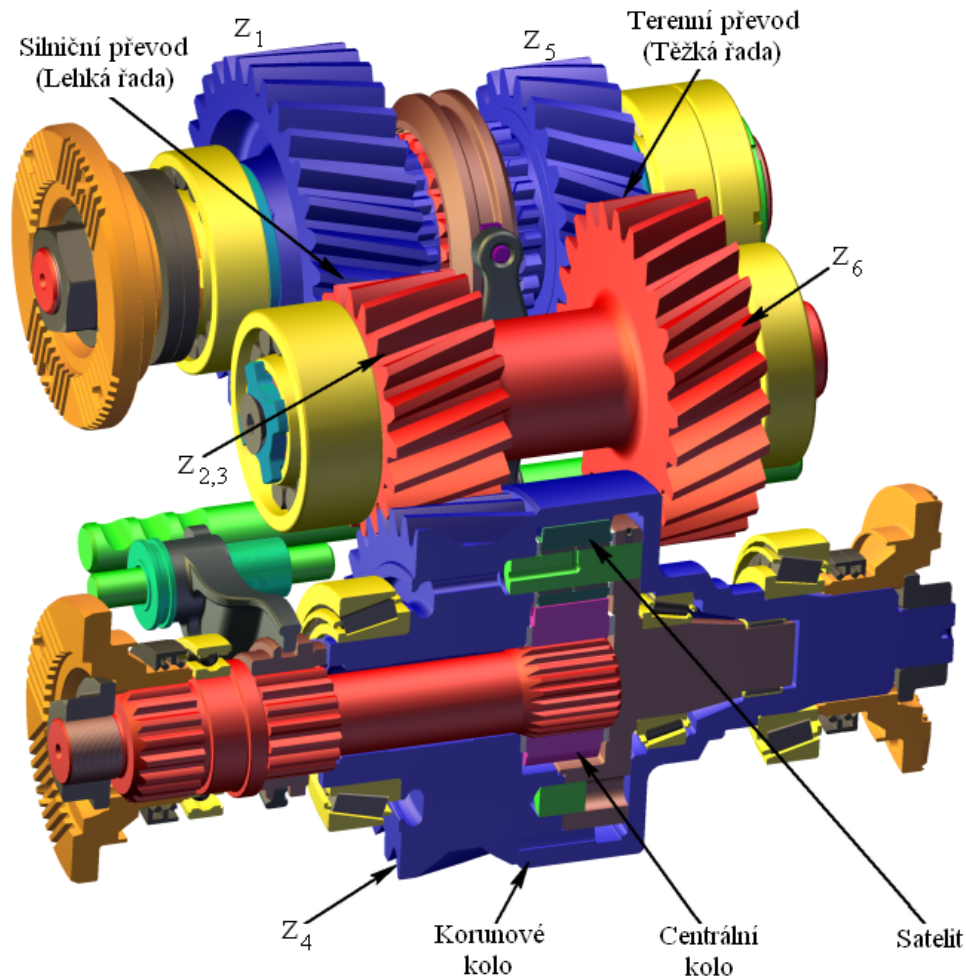


Obr. 4.5 Osová vzdálenosti skříně



Obr. 4.6 Osová vzdálenost na unašeči satelitu

Naměřené a vypočtené hodnoty jsou zobrazeny v následujících tabulkách. Označení jednotlivých ozubených kol a soukolí je zobrazeno na obr. 4.7.



Obr. 4.7 Značení jednotlivých ozubených kol

Tab. 4.1 Naměřené rozměry a parametry redukce

Naměřené a vypočtené hodnoty	Měřené soukolí			
	Silniční převod		Terenní převod	
Označení kola	$Z_1$ ( $Z_4$ )	$Z_{2,3}$	$Z_5$	$Z_6$
Počet zubů (hnací/hnané)	32	19	21	25
Osová vzdálenost $a_w$ [mm]	148			
Hlavový průměr $d_a$ [mm]	193,8	123,78	146,8	171,28
Patní průměr $d_f$ [mm]	168,18	97,7	121,38	144,84
Modul $m_n$ [mm]	5,5		5,75	
Šířka ozubení $b$ [mm]	56 (61,5)	60	45	48
Tloušťka zubu na hlavě $s_a$ [mm]	4,21	3,22	3,8	4
Úhel sklonu zubů na hlavové kružnici $\beta_a$ [°]	16,5	18	25	25
Přepočet úhlů $\beta$ [°]	15,1	15,3	21	21,4
Rozměr přes zuby $W$ [mm], (počet zubů pro měření ( $z_w$ ))	43,27 (3)	27,43 (2)	46,46 (3)	46,53 (3)
	59,51 (4)	43,67 (3)	63,44 (4)	63,54 (4)
	75,74 (5)	59,91 (4)	80,40 (5)	80,50 (5)
	91,96 (6)	-	-	97,44 (6)

Tab. 4.2 Naměřené rozměry ozubených kol planetového děliče

Naměřené a vypočtené hodnoty	Měřené ozubené kolo		
	Satelit	Centrální kolo	Korunové kolo
Označení kola	15	31	62
Počet zubů (hnací/hnané)	15	31	62
Osová vzdálenost $a_w$ [mm]	64		
Hlavový průměr $d_a$ [mm]	49,26	146,8	171,28
Patní průměr $d_f$ [mm]	36,12	121,38	144,84
Modul $m_n$ [mm]	2,75		
Šířka ozubení $b$ [mm]	35	38	38
Tloušťka zubu na hlavě $s_a$ [mm]	1	2,3	-
Úhel sklonu zubů na roztečné kružnici $\beta$ [°]	0		
Rozměr přes zuby $W$ [mm], (počet zubů pro měření ( $z_w$ ))	5,47 (1)	12,99 (2)	Nelze měřit
	13,57 (2)	21,09 (3)	
	21,70 (3)	29,21 (4)	
	29,87 (4)	37,32 (5)	

## 4.2. Výpočet geometrických parametrů

Výpočty geometrie byly provedeny programem *Geometrie* [17]. Při zadávání vstupních parametrů byl kladen důraz na dodržení hlavového a patního průměru, rozměrů přes daný počet zubů a pracovní osovou vzdálenost.

Aby bylo možno se přiblížit hledaným parametrům, musely být použity také nenormalizované hodnoty modulů. Po odborné konzultaci bylo stanoveno, že se jedná o standardní ozubení s jednotkovou výškou hlavy  $h_a^* = 1$  [-] a úhlem záběru  $\alpha_n = 20$  [°]. Dále bylo stanoveno, že pro veškerá ozubení bude použita poměrná hlavová vůle  $c^* = 0,35$  [-].

Pro ověření odhadu úhlu záběru a posunutí profilu bylo nutné kontrolovat a porovnávat rozměry přes zuby měřené přes různé počty zubů  $z_w$  (viz. tab. 4.1, 4.2). Rozdílem mezi vypočtenou a naměřenou hodnotou dostaneme toleranci míry přes zuby tvořící boční vůli. Tato boční vůle je nezbytná a měla by být v rozmezí cca  $0,1 \div 0,2$  mm.

Z těchto předběžných naměřených a odhadnutých rozměrů viz tab. 4.1 a tab. 4.2 byl proveden geometrický výpočet, který sloužil jako podklady pro měření na 3D měřicím centru *KLINGELNBERG P65* ve firmě Tatra, a.s. Kopřivnice. Ukázka měření na tomto centru je zobrazena na obr. 4.8, konkrétně se jedná o hnací kolo lehké řady ( $Z_1$ ). Výsledný protokol z měřicího centra pro toto ozubené kolo je na obr. 4.9 a obr. 4.10. Měřicí protokoly pro ostatní ozubená kola jsou uvedeny v příloze (příloha 5 až příloha 18).



Obr. 4.8 Měření ozubeného kola na měřicím centru [12]

Po korekci prvotních hodnot byl proveden finální geometrický výpočet v programu *Geometrie* [17]. Na obr. 4.11 je zobrazen výpis hodnot geometrického výpočtu pro ozubené soukolí 1-2 – silniční převod. V tabulce 4.3 jsou uvedeny naměřené a vypočtené hodnoty přes zuby a také jejich rozdíly, což jsou tolerance míry přes zuby. Dále jsou porovnány naměřené a vypočtené patní kružnice a jejich rozdíly pro silniční převod.

Průměry hlavových kružnic byly do geometrického výpočtu zadávány podle naměřených hodnot. Rozdíly v průměrech patních kružnic jsou dány tím, že byly sjednoceny patní vůle na hodnotu  $0,35 \cdot m$ . Skutečný rozměr patní kružnice je dán výrobním nástrojem a tolerancí míry přes zuby (výpočet se provádí bez vůlí).

Rozdělení tolerancí v jednotlivých soukolích bylo stanoveno postupným přibližováním, tak aby rozdíl v mírách přes zuby (tab. 4.3 až tab. 4.5) byl přibližně stejný pro kola v soukolí a současně byly přibližně shodné průměry patních kružnic  $d_f$  ( $d_a$  je zadané).

Tab. 4.3 Vypočtené a naměřené hodnoty pro silniční převod

	Hnací kolo $Z_1$			Hnané kolo $Z_{2,3}$		
Naměřené a vypočtené hodnoty	Naměřené hodnoty	Vypočtené hodnoty	Rozdíl	Naměřené hodnoty	Vypočtené hodnoty	Rozdíl
Korekce $x$ [mm]	0,000000			0,399736		
Modul $m_n$ [mm]	5,5					
Úhel sklonu zubů na roztečné kružnici $\beta$ [°]	16					
Patní průměr $d_f$ [mm]	168,18	168,24	-0,06	97,7	98,26	-0,56
Rozměr přes zuby $W$ [mm], (počet zubů pro měření ( $z_w$ )))	43,27 (3)	43,35	-0,08	27,43 (2)	27,50	-0,07
	59,51 (4)	59,59	-0,08	43,67 (3)	43,73	-0,06
	75,74 (5)	75,82	-0,08	59,91 (4)	59,97	-0,06
	91,96 (6)	92,06	-0,1	-	-	-

Tab. 4.4 Vypočtené a naměřené hodnoty pro terénní převod

	Hnací kolo $Z_5$			Hnané kolo $Z_6$		
Naměřené a vypočtené hodnoty	Naměřené hodnoty	Vypočtené hodnoty	Rozdíl	Naměřené hodnoty	Vypočtené hodnoty	Rozdíl
Korekce $x$ [mm]	0,505000			0,422873		
Modul $m_n$ [mm]	5,75					
Úhel sklonu zubů na roztečné kružnici $\beta$ [°]	22,5					
Patní průměr $d_f$ [mm]	121,38	120,98	0,4	144,84	144,93	-0,09
Rozměr přes zuby $W$ [mm], (počet zubů pro měření ( $z_w$ )))	46,46 (3)	46,54	-0,08	46,53 (3)	46,62	-0,09
	63,44 (4)	63,52	-0,08	63,54 (4)	63,60	-0,06
	80,40 (5)	80,49	-0,09	80,50 (5)	80,57	-0,07
	-	-	-	97,44 (6)	97,55	-0,11

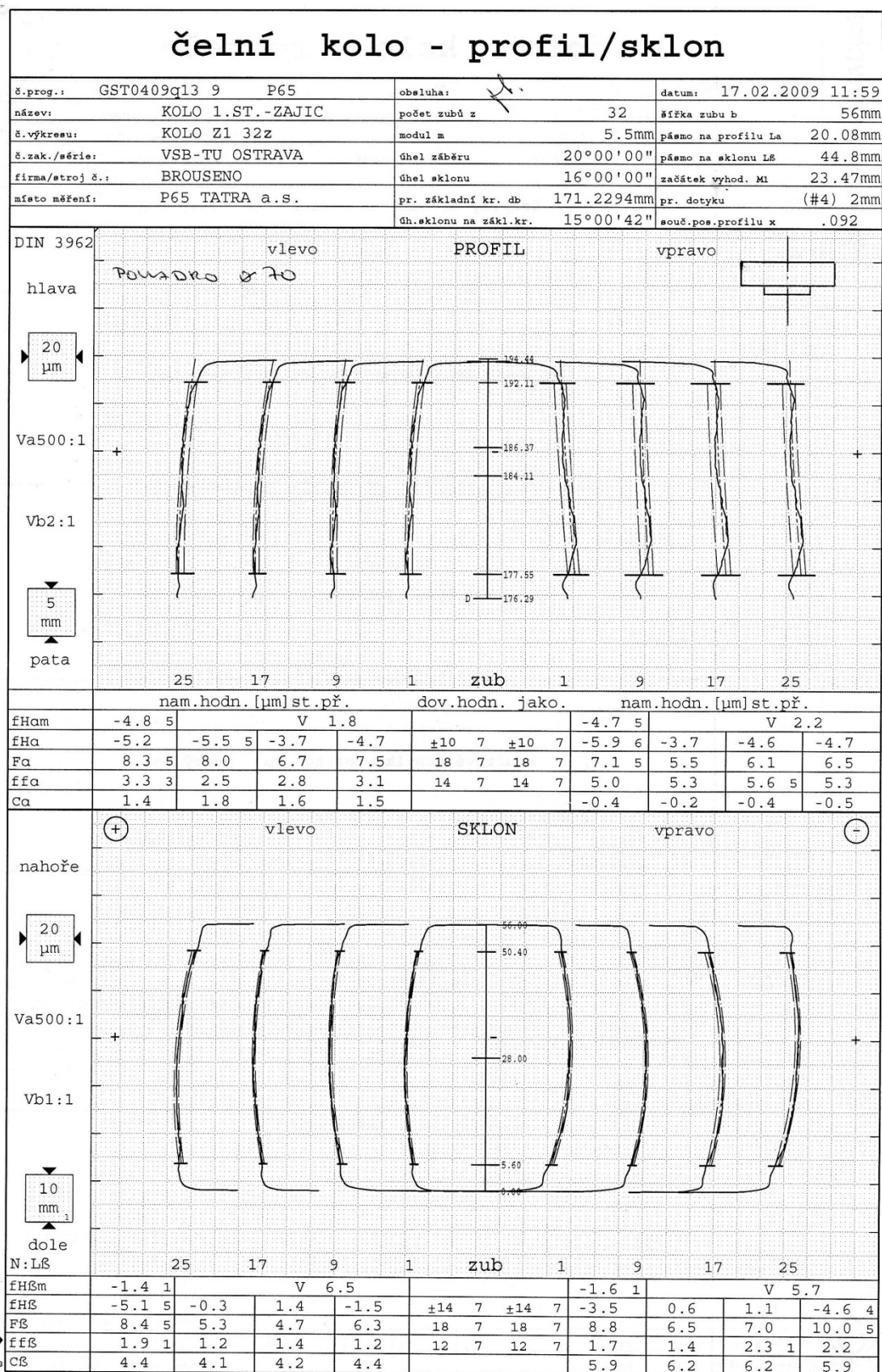
Tab. 4.5 Vypočtené a naměřené hodnoty pro převod satelit – centrální kolo

	Satelit			Centrální kolo		
Naměřené a vypočtené hodnoty	Naměřené hodnoty	Vypočtené hodnoty	Rozdíl	Naměřené hodnoty	Vypočtené hodnoty	Rozdíl
Korekce $x$ [mm]	0,465000			-0,180543		
Modul $m_n$ [mm]	2,75					
Patní průměr $d_f$ [mm]	36,12	36,38	-0,26	76,64	76,83	-0,19
Rozměr přes zuby $W$ [mm], (počet zubů pro měření ( $z_w$ )))	5,47 (1)	5,51	-0,04	12,99 (2)	13,03	-0,04
	13,57 (2)	13,63	-0,06	21,09 (3)	21,15	-0,06
	21,70 (3)	21,75	-0,05	29,21 (4)	29,27	-0,06
	29,87 (4)	29,87	-0,09	37,32 (5)	37,39	-0,07

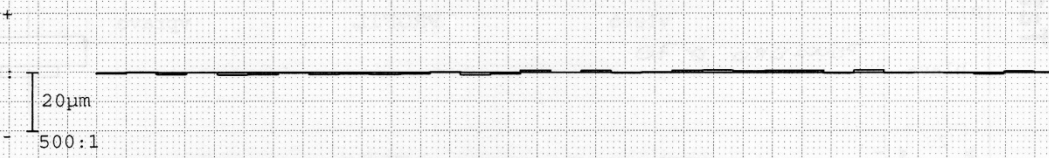
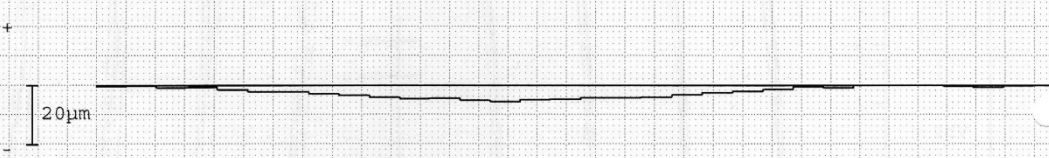
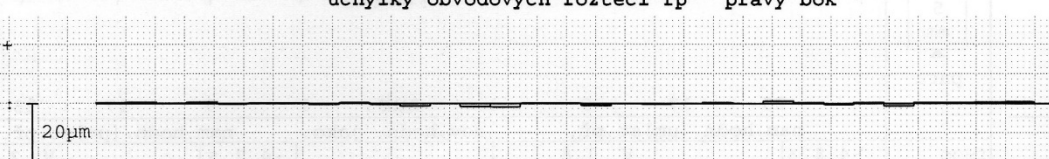
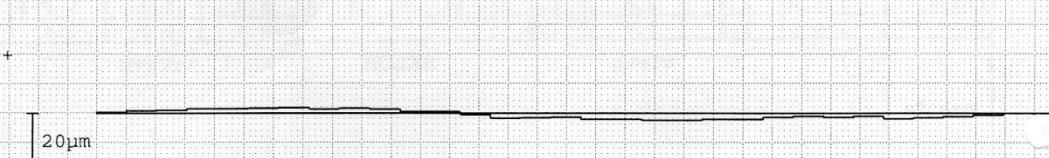
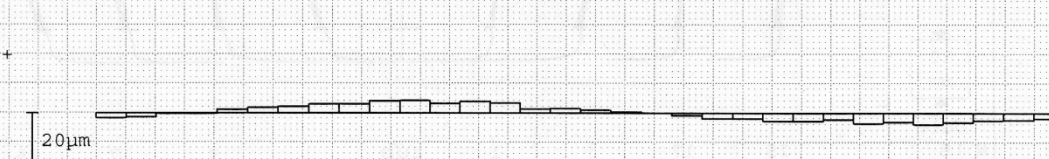


Tatra a.s. Koprivnice

Copyright (c) Klingelberg GmbH

Obr. 4.9 Měřicí protokol – Hnací kolo lehké řady Z<sub>1</sub> [12]

Tatra a.s. Koprivnice

čelní kolo - rozteče																																																															
č.prog.: GST0409q13 9 P65		obsluha:		datum: 17.02.2009~11:59																																																											
název: KOLO 1.ST.-ZAJIC		počet zubů z		32		úhel záběru 20°00'00"																																																									
č.výkresu: KOLO Z1 32z		modul m		5.5mm		úhel sklonu 16°00'00"																																																									
č.zak./série: VSB-TU OSTRAVA		místo měření: P65 TATRA a.s.																																																													
firma/stroj č.: BROUSENO																																																															
DIN 3962      úchytky obvodových roztečí fp      levý bok																																																															
																																																															
20µm 500:1																																																															
součtové úchytky roztečí Fp      levý bok																																																															
																																																															
20µm 500:1																																																															
úchytky obvodových roztečí fp      pravý bok																																																															
																																																															
20µm 500:1																																																															
součtové úchytky roztečí Fp      pravý bok																																																															
																																																															
20µm 500:1																																																															
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse; font-size: small;"> <thead> <tr> <th colspan="4" style="text-align: left;">levý bok</th> <th colspan="4" style="text-align: left;">pravý bok</th> </tr> <tr> <th></th> <th>nam.hodn.</th> <th>jako.</th> <th>dov.hodn.</th> <th>jako.</th> <th>nam.hodn.</th> <th>jako.</th> <th>dov.hodn.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>max. úch. obvod roztečí fp max</td> <td>0.9</td> <td>1</td> <td>12.0</td> <td>7</td> <td>1.1</td> <td>1</td> <td>12.0</td> </tr> <tr> <td>max. úch. soused. roztečí fu max</td> <td>1.2</td> <td>1</td> <td>16.0</td> <td>7</td> <td>1.3</td> <td>1</td> <td>16.0</td> </tr> <tr> <td>kolísání roztečí Rp</td> <td>1.7</td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>1.9</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>součtová úchytky roztečí Fp</td> <td>5.7</td> <td>1</td> <td>45.0</td> <td>7</td> <td>4.1</td> <td>1</td> <td>45.0</td> </tr> <tr> <td>součtová úch. roztečí k zubů Fpz/s</td> <td>2.7</td> <td>1</td> <td>36.0</td> <td>7</td> <td>3.1</td> <td>1</td> <td>36.0</td> </tr> </tbody> </table>								levý bok				pravý bok					nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	max. úch. obvod roztečí fp max	0.9	1	12.0	7	1.1	1	12.0	max. úch. soused. roztečí fu max	1.2	1	16.0	7	1.3	1	16.0	kolísání roztečí Rp	1.7				1.9			součtová úchytky roztečí Fp	5.7	1	45.0	7	4.1	1	45.0	součtová úch. roztečí k zubů Fpz/s	2.7	1	36.0	7	3.1	1	36.0
levý bok				pravý bok																																																											
	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.	jako.	nam.hodn.	jako.	dov.hodn.																																																								
max. úch. obvod roztečí fp max	0.9	1	12.0	7	1.1	1	12.0																																																								
max. úch. soused. roztečí fu max	1.2	1	16.0	7	1.3	1	16.0																																																								
kolísání roztečí Rp	1.7				1.9																																																										
součtová úchytky roztečí Fp	5.7	1	45.0	7	4.1	1	45.0																																																								
součtová úch. roztečí k zubů Fpz/s	2.7	1	36.0	7	3.1	1	36.0																																																								
DIN 3962      házení Fr																																																															
																																																															
20µm 500:1																																																															
WK 76.171[mm]/počet m.zubů= 5																																																															
obvodové házení ozubení Fr		8.1		3		36.0 7																																																									
kolísání tloušťky zubu R <sub>s</sub>						dov.hodn.																																																									
						nam.hodn. 75.744 75.74																																																									

Copyright (c) Klingelberg GmbH

Obr. 4.10 Měřicí protokol – Hnací kolo lehké řady Z<sub>1</sub> [12]



<b>První stupeň-zajíc 4</b>		<b>Rozměr</b>	<b>PASTOREK</b>		<b>KOLO</b>
Typ ozubení			Vnější		Vnější
Normální boční vůle	$j_n$	[mm]		0.0000	
Počet zubů	$z$	[-]	19		32
Počet zubů náhradního kola	$z_n$	[-]	21.187		35.684
Normální modul	$m_n$	[mm]		5.500	
Čelní modul	$m_t$	[mm]		5.722	
Úhel sklonu zubu roztečný	$\beta$	[°]		16.00000	
Úhel sklonu zubu základní	$\beta_b$	[°]		15.01159	
Úhel profilu čelní	$\alpha_t$	[°]		20.73857	
Úhel záběru čelní	$\alpha_{tw}$	[°]		22.78735	
Osová vzdálenost pracovní	$a_w$	[mm]		148.00000	
Osová vzdálenost roztečná	$a$	[mm]		145.90200	
Jednotková korekce	$x$	[-]	0.39974		0
Hodnota posunutí profilu	$x \cdot m_n$	[mm]	2.19855		0
Součet jednotkových korekcí	$x_\Sigma$	[-]		0.39974	
Jednotkové přisunutí kol	$\Delta y$	[-]		0.01828	
Průměr patní kružnice	$d_f$	[mm]	98.25839		168.24270
základní kružnice	$d_b$	[mm]	101.66744		171.22937
kr.začátku evolventy	$d_L$	[mm]	103.03686		173.95342
valivé kružnice	$d_w$	[mm]	110.27451		185.72549
roztečné kružnice	$d$	[mm]	108.71129		183.09270
hlavové kružnice	$d_a$	[mm]	123.78000		193.80000
Tloušťka zubu na patní kružnici	$s_f$	[mm]	---		---
základní kružnici	$s_b$	[mm]	11.26036		10.87728
začátku evolventy	$s_L$	[mm]	11.26600		10.72318
valivé kružnici	$s_w$	[mm]	9.77148		7.73648
roztečné kružnici	$s$	[mm]	10.23979		8.63938
hlavové kružnici	$s_a$	[mm]	3.20072		4.28488
Šířka mezery na valivé kružnici	$e_w$	[mm]	7.73648		9.77148
Výška paty	$h_f$	[mm]	5.22645		7.42500
hlavy	$h_a$	[mm]	7.53435		5.35365
zubu	$h$	[mm]	12.76081		12.77865
Společná šířka kol	$b$	[mm]		56.000	
Délka evolventy	$ev$	[mm]	11.56932		10.65624
Měrný skluz na patě		[-]	-1.25726		-1.70028
Měrný skluz na hlavě		[-]	0.62967		0.55699
Poměr b/d	$\psi_d$	[-]	0.515		0.306
Poměr b/ $m_n$	$\psi_m$	[-]		10.182	
Součinitel trvání záběru profilu	$\varepsilon_\alpha$	[-]		1.38992	
Součinitel trvání záběru krokem	$\varepsilon_\beta$	[-]		0.89333	
Součinitel trvání záběru celkový	$\varepsilon_\gamma$	[-]		2.28326	
Délka dotyku 1 páru zubů	$L_{pmax}$	[mm]		57.97861	
Celková délka dotyku minim.	$L_{\Sigma min}$	[mm]		76.36236	
Celková délka dotyku maxim.	$L_{\Sigma max}$	[mm]		83.28518	
Čelní rozteč	$p_t$	[mm]		17.97508	
Čelní rozteč základní	$p_{tb}$	[mm]		16.81040	
Kontrolní rozměr přes zuby	$W$	[mm]	43.73381		75.82417
Počet měřených zubů	$z_w$	[-]	3		5
Minimální šířka kola pro měření	$b_{min}$	[mm]	12.055		20.900
Měřená konstant. tloušťka zubu	$s_c$	[mm]	9.04196		7.62876
Měřeno v konst. výšce (od hlavy)	$h_c$	[mm]	5.88885		3.96533
Kontrolní rozměr přes kuličky	$M$	[mm]	141.40431		200.74545
Průměr kuličky	$d_t$	[mm]	15.18468		10.75502
Poměrná výška hlavy profilu	$h_a^*$	[-]	1.00000		1.00000
Poměrná hlavová vůle profilu	$c^*$	[-]	0.35000		0.35000
Poměrný rádius paty profilu	$\rho_f^*$	[-]	0.38000		0.38000
Úhel profilu	$\alpha_n$	[°]		20.00000	

Obr. 4.11 Geometrický výpočet pro soukolí – Lehká řada [17]

### 4.3. Zhodnocení geometrických parametrů ozubení a přesnost ozubení

Při vyhodnocení geometrie soukolí bylo také nutné posoudit, zda se jedná o klasické ozubení (se základním profilem podle norem), nebo o ozubení s prodlouženým trváním záběru (HCR). Parametry, které toto rozhodují, jsou následující:

- $\varepsilon_\alpha$  součinitel záběru profilu
- $\varepsilon_\beta$  součinitel záběru kroku
- $\varepsilon_\gamma$  součinitel celkového záběru

Přehled daných součinitelů a měrných skluzů v patě zubů  $\vartheta_1$  a  $\vartheta_2$ , je zobrazen v tab. 4.6. Obvodová rychlost se vypočte dle vztahu (4.4 a 4.5), pro max. otáčky motoru  $n_M=2300 \text{ [min}^{-1}\text{]}$  a zařazený 6 rychlostní stupeň na převodovce  $i_6=0,78 \text{ [-]}$ .

$$v_1 = \pi \cdot d_1 \cdot n_M \cdot \frac{1}{i_6} = \pi \cdot \frac{183,09}{1000} \cdot \frac{2300}{60} \cdot \frac{1}{0,78} = \underline{\underline{28,27 \text{ [ms}^{-1}\text{]}}} \quad (4.4)$$

$$v_5 = \pi \cdot d_5 \cdot n_M \cdot \frac{1}{i_6} = \pi \cdot \frac{130,70}{1000} \cdot \frac{2300}{60} \cdot \frac{1}{0,78} = \underline{\underline{20,18 \text{ [ms}^{-1}\text{]}}} \quad (4.5)$$

Tab. 4.6 Součinitelé trvání záběru a měrné skluzy

Soukolí		1-2		3-4		5-6		S/C		S/K	
Ozubené kolo		1	2	3	4	5	6	Satelit	Centr. kolo	Satelit	Korun. kolo
Zadané hodnoty	$a_w \text{ [mm]}$	148				148		64			
	$m_n \text{ [mm]}$	5,5				5,75		2,75			
	$z_{12} \text{ [-]}$	32	19	19	32	21	25	15	31	15	-62
	$\beta \text{ [mm]}$	16				22,5		0			
	$a_n \text{ [mm]}$	20				20		20			
	$h_{ap} \text{ [-]}$	1				1		1			
	$c_{ap} \text{ [-]}$	0,35				0,35		0,35			
	$\rho_{ap} \text{ [-]}$	0,38				0,38		0,38			0
	$d_{a1,2} \text{ [mm]}$	193,80	123,78	123,78	193,80	146,80	171,28	49,26	89,50	49,26	-167,40
	$d_{f1,2} \text{ [mm]}$	168,24	98,26	98,26	168,24	120,98	144,93	36,38	76,83	36,38	-179,20
Vypočtené hodnoty	$x_{1,2} \text{ [-]}$	0	0,3997	0,3997	0	0,5050	0,4228	0,4650	-0,1805	0,4650	-0,2463
	$b_{1,2} \text{ [mm]}$	56	60	60	61,5	45	48	35	38	35	38
	$\varepsilon_\alpha \text{ [-]}$	1,390		1,390		1,228		1,406		1,373	
	$\varepsilon_\beta \text{ [-]}$	0,893		0,957		0,953		0			
	$\varepsilon_\gamma \text{ [-]}$	2,283		2,347		2,181		1,406		1,373	
	$\vartheta_{1,2} \text{ [-]}$	-1,257	-1,700	-1,700	-1,257	-1,048	-1,090	-1,554	-2,679	-0,448	-0,775
	$\vartheta_{1,2}/\vartheta_{2,1} \text{ [-]}$	0,74		1,35		0,96		0,58		0,57	

Podle součinitele  $\varepsilon_\alpha$  je zřejmé, že na všech soukolích je použito standardní ozubení. Měrné skluzy jsou určitým kritériem opotřebení povrchu zubu, případně sklonu k zadírání. Z tabulky 4.6 je patrné, že je zvýšený měrný skluz na patě zubu satelitu. U děliče momentu však nedochází za normálních podmínek k otáčení satelitu, můžeme tedy považovat tuto hodnotu za akceptovatelnou. Podle obvodových rychlostí lze říci, že se jedná o rychloběžná soukolí.

Ozubená kola jsou tvarově velmi náročné strojírenské díly. Dokonalý tvar zubu závisí na velkém množství parametrů. Správná funkce ozubeného soukolí záleží nejen na tvaru funkčních ploch (boků zubů), ale také na funkční poloze spolu zabírajících ozubených kol. Těmto požadavkům odpovídá lícování a tolerování ozubených kol, které v sobě zahrnuje předpis přesnosti tvaru zubů, předpis boční vůle a předpis přesnosti polohy os spolu zabírajících kol. Ve většině norem je použito dvanácti stupňů přesnosti Q (kde 1. stupeň je nejpresnější a stupeň 12 je nejméně přesný).

Hlavním kritériem pro určení stupně přesnosti u jednotlivých ozubených kol byly kontrolní náměry provedené na měřicím centru ve firmě Tatra a.s. Kopřivnice. Výsledné protokoly obsahují také vyhodnocené úchyly profilu zubů. Konkrétně se jedná o tyto úchyly modifikace.

- $f_{fa}$       úchylka tvaru profilu
- $f_{Ha}$       úchylka úhlu profilu
- $f_{f\beta}$       úchylka tvaru boku zubu
- $f_{H\beta}$       úchylka sklonu zubu
- $F_r$       obvodové házení ozubení
- $F_p$       součtová úchylka roztečí
- $f_{pmax}$     úchylka sousedních roztečí
- $c_a$       profilová modifikace
- $c_b$       , podélná modifikace

Z výše uvedených a sledovaných úchylek byly vybrány ty, které mají největší hodnotu. Pomocí vybraných základních parametrů ozubených kol, které předepisuje příslušná norma DIN 3962 [23], konkrétně se jedná o normální modul  $m_n$ , roztečný průměr  $d$  a šířky ozubení  $b$ , byl přiřazen příslušný stupeň přesnosti pro jednotlivé úchyly. Z vyhodnocování byly vyřazeny extrémní hodnoty, které mohly být způsobeny nečistotou nebo vruby, které vznikly při používání převodovky.

Z takto stanovených dílčích tříd přesnosti pro levý i pravý bok zubu, byla vyhodnocena přibližná výsledná třída přesnosti tab. 4.7.

Tab. 4.7 Vyhodnocení modifikací a úchylek dle DIN 3962

Ozub. kolo (strana zubu)		Technologie		Modifikace		Úchylky [µm] (stupeň přesnosti dle DIN 3962)								Výsledná přesnost Q
		Výroba	Protub. profil			c <sub>a</sub>	c <sub>b</sub>	f <sub>fc</sub>	f <sub>Hc</sub>	f <sub>fp</sub>	f <sub>Hf</sub>	f <sub>pmax</sub>	F <sub>p</sub>	
Z <sub>1</sub>	L	Kontinu. broušení	NE	1,6	4,3	3,3 (3)	-5,5 (5)	1,9 (1)	-5,1 (5)	0,9 (1)	5,7 (1)	8,1 (3)	5	
	P			-0,4	6,1	5,6 (5)	-5,9 (6)	2,3 (1)	-4,6 (4)	1,1 (1)	4,1 (1)			
Z <sub>2,3</sub>	L	Kontinu. broušení	ANO	1,7	5,1	5,0 (4)	-4,1 (5)	2,6 (1)	-2,8 (2)	4,2 (5)	14,3 (1)	10,6 (4)	5	
	P			2,9	5,3	3,8 (3)	9,8 (6)	1,8 (1)	-4,2 (4)	2,4 (3)	9,7 (1)			
Z <sub>4</sub>	L	Mezerové broušení	ANO	10,0	8,2	1,8 (1)	-11,7 (8)	1,9 (1)	12,3 (7)	2,9 (3)	21,2 (5)	5,5 (2)	6	
	P			9,4	7,3	1,6 (1)	7,6 (7)	1,8 (1)	12,4 (7)	3,8 (3)	25,0 (5)			
Z <sub>5</sub>	L	Kontinu. broušení	NE	1,3	5,5	3,4 (3)	-8,7 (7)	2,7 (1)	6,9 (5)	2,2 (2)	8,9 (2)	11,0 (4)	5	
	P			2,3	4,6	4,6 (4)	-11,8 (7)	1,8 (1)	-4,4 (4)	2,6 (3)	10,6 (3)			
Z <sub>6</sub>	L	Mezerové broušení	NE	10,2	6,1	2,0 (1)	2,8 (3)	1,8 (1)	3,8 (3)	5,5 (5)	9,1 (3)	5,1 (2)	4	
	P			11,1	6,5	2,1 (2)	-4,0 (4)	2,7 (1)	-5,5 (5)	4,2 (4)	6,0 (3)			
Centrální kolo	L	Ševing.	NE	-0,6	11,2	9,2 (7)	-9,4 (8)	2,7 (2)	-8,8 (6)	8,9 (7)	29,8 (7)	33,7 (8)	7	
	P			-1,9	8,0	8,2 (7)	5,2 (6)	2,9 (2)	12,0 (7)	6,4 (6)	27,1 (7)			
Satelit	L	Ševing.	NE	11,2	16,7	10,9 (7)	-13,9 (9)	3,9 (3)	-9,1 (7)	7,4 (7)	16,2 (6)	11,2 (6)	7	
	P			8,9	16,2	9,5 (7)	-12,7 (9)	4,6 (4)	15,5 (8)	8,3 (7)	16,5 (6)			

Podle výsledků v tab. 4.6 (trvání záběru) lze konstatovat, že kinematické soukolí (1-2, 3-4, 5-6) nedosahují hodnot požadovaných u soukolí HCR. Z tab. 4.7 je patrné, že jsou poměrně přesná a dosahují dle DIN 3962 [23] výsledné přesnosti 4-6.

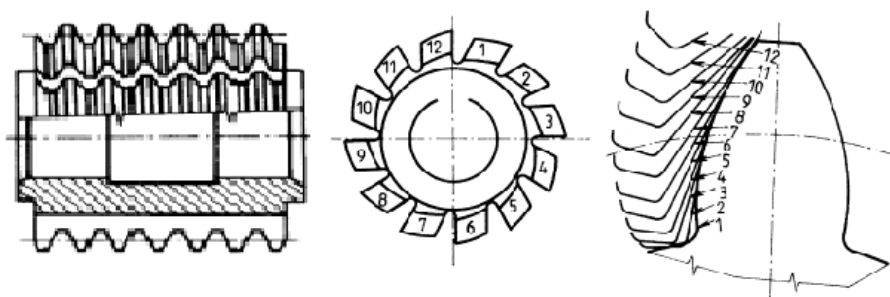
#### 4.4. Technologie výroby

Výsledná přesnost ozubených soukolí je závislá na technologii výroby a lze ji rozdělit do několika operací.

- obrábění
- chemicko-tepelné zpracování
- dokončovací operace

K nejpoužívanějším způsobům výroby ozubení patří třískové obrábění. Jiné způsoby výroby, jako je např. přesné lití, vibrační kování, válcování, se používají jen velmi zřídka.

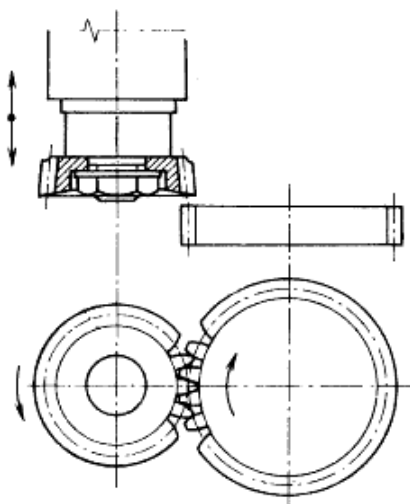
Zcela univerzální a nejrozšířenější způsob výroby čelních ozubených kol je **odvalovací frézování**. Tímto způsobem lze vyrobit ozubení pro další zpracování (broušení, ševingování, atd.). Pro méně přesná ozubená kola lze frézováním dosáhnout finální úpravy tvaru zubu. Lze vyrábět profil s příčnou modifikací úpravou tvaru boku frézy. Podélnou modifikací boční křivky lze vyrábět pouze na speciálních strojích. Schéma odvalovacího frézování je zobrazeno na obr. 4.12



Obr. 4.12 Odvalovací frézování [10]

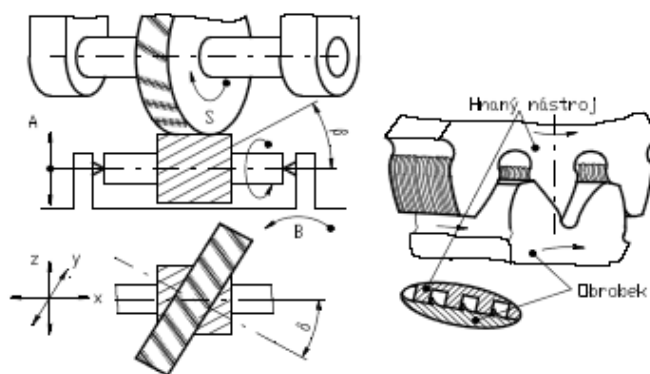
Dalším způsobem výroby ozubení je **odvalovací obražení**. Je to nenahraditelná technologie při výrobě ozubených kol s vnitřním ozubením, při použití kotoučového nástroje. Tato technologie se používá také v případech, kdy ozubené věnce leží blízko sebe

na náboji. Modifikaci lze realizovat pouze úpravou nástroje (profilová). U této technologie není možná tvarová podélná modifikace boků zubů, protože nástroj je veden do řezu po přímce, nebo ve šroubovici, pomocí vodítek. Lze modifikovat úhel šroubovice použitím speciálních vodítek. Použitím této technologie se dosahuje lepší drsnosti boků zubu než u frézování. Schéma obrázení je zobrazen na obr. 4.13.



Obr. 4.13 Obrazení ozubených kol [3]

**Ševingování** je dokončovací operace po frézování, nebo obrazení. Princip ševingování je založen na záběru dvou šroubových kol (obr. 4.14), přičemž se materiál odebírá v malých třískách díky radiálním řezným drážkám na nástroji a skluzem mezi nástrojem a obrobkem. Tato technologie je velmi výhodná pro tvorbu jak podélné tak i příčné modifikace. Jakost a přesnost obrobků velmi závisí na předešlých operacích.

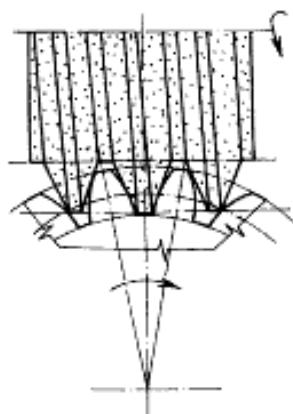


Obr. 4.14 Ševingování ozubených kol [3]

U jednotlivých ozubených kol nebyly prováděny zkoušky tvrdosti boků zubů a hloubky cementačních vrstev. Můžeme tedy jen předpokládat, že ozubená kola jsou cementovaná a kalená.

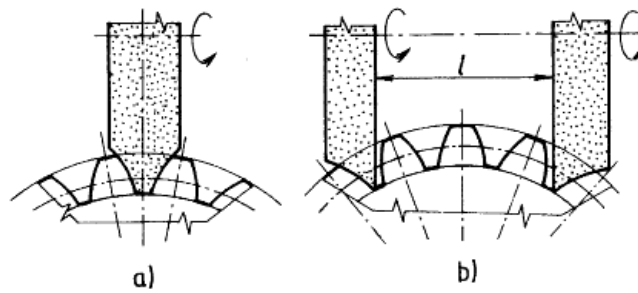
**Broušení** je dokončovací operace a odstraňují se takto nepřesnosti po předchozím obrábění a deformace po tepelném zpracování ozubených kol. Pomocí broušení se dosahuje výrazného zlepšení povrchu boku zubu, což se ovšem neobejde bez výrazného nárůstu výrobních nákladů. Mezi nejpoužívanější typy broušení patří **kontinuální odvalovací broušení** a **diskontinuální profilové (mezerové) broušení**.

**Kontinuální odvalovací broušení** ozubených kol je nejproduktivnější výrobní způsob. Používá se v sériové i hromadné výrobě např. při výrobě převodovek nákladních automobilů. Dosahuje se přesnosti dle DIN 3962 [23]  $4\div 7$ . Princip broušení je založen na záběru obrobku s nástrojem, jenž je tvořen brusným šnekem o velkém průměru. Schéma kontinuálního broušení je zobrazen na obr. 4.15.



Obr. 4.15 Kontinuální odvalovací broušení ozubených kol [3]

**Mezerové broušení** spočívá v broušení dvou protilehlých boků zubů tvarovým nástrojem ve tvaru zubní mezery. Po obroušení jedné zubní mezery se kotouč posune o jednu rozteč a proces broušení se opakuje. Jelikož dnešní CNC brusky mají zabudované orovnávací kladky, lze takto vyrobit velmi přesná ozubená kola. Profilová modifikace je zajištěna tvarem brusného kotouče a podélná modifikace je řízena pohybem stroje po dané trajektorii. Pomocí této metody lze vyrobit nesymetrickou modifikaci zubů. Schéma mezerového broušení je zobrazeno na obr. 4.16.



Obr. 4.16 Mezerové broušení ozubených kol [3]

- a) jedním oboustranně tvarovaným kotoučem (nejčastější)
- b) dvěma jednostranně tvarovanými kotouči

**Pravděpodobně použité technologie výroby pro jednotlivá ozubená kola:**

- $Z_1, Z_{2,3}, Z_5$ - cementováno a kaleno, kontinuálně broušeno
- $Z_4, Z_6$ - cementováno a kaleno, mezerově broušeno
- *Satelit a centrální kolo* - ševingováno, cementováno a kaleno
- *Koruna* - obráženo



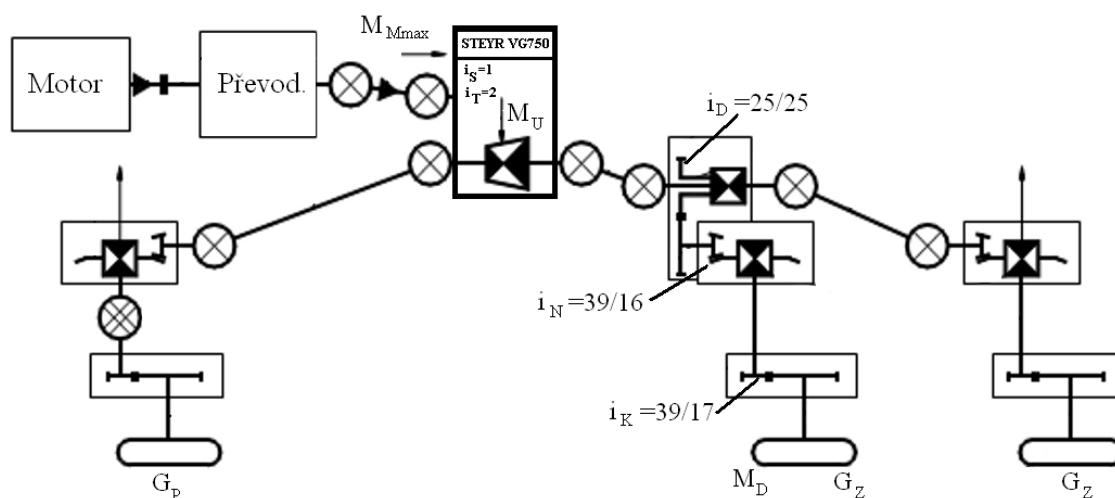
## 5. Pevnostní kontrola ozubení

V následujících kapitolách je přibliženo zatěžování a volba příslušné normy pro pevnostní kontrolu ozubených převodů. Dále pak postup pevnostních výpočtů všech soukolí přídatné převodovky a zhodnocení vypočtených bezpečností.

### 5.1. Stanovení zátěžných sil a momentů

Aby bylo možno přistoupit k pevnostním výpočtům, je nejprve nutné stanovit okrajové podmínky zatěžování. Z funkce přídatné převodovky je patrné, že největší moment, který je možné dělit, je roven dvojnásobku vstupního krouticího momentu. Tento moment je nutné porovnat s adhezním momentem  $M_D$ , vznikajícím při trakci pneumatiky a vozovky (terénu). Aby bylo možné tyto momenty porovnávat, musíme znát převody v osovém diferenciálu a kolové redukci. Schéma uspořádání a velikosti jednotlivých převodů je zobrazeno na obr. 5.1.

Dále je nutné znát statické zatížení jednotlivých hnacích náprav, dynamický poloměr pneumatiky a součinitel tření mezi pneumatikou a jízdním povrchem. Po odborné konzultaci ve firmě Tatra, a.s. Kopřivnice byla zvolena statická hmotnost na přední hnací nápravu  $G_P=5000$  [kg] [12] a zadní hnací nápravu  $G_Z=4000$  [kg] [12]. Aby bylo možné výsledky v budoucnu porovnávat, byl zvolen třecí součinitel mezi pneumatikou a jízdním povrchem  $\varphi=1$  [-]. Ve všech částech mechanismu je uvažováno s účinností  $\eta=1$  [-].



Obr. 5.1 Schéma uspořádání hnacích náprav (vozidlo 6x6) [12]

Pro volbu dynamického poloměru je potřeba znát rozměry pneumatiky. Pneumatiky používané u lehkých nákladních vozidel mívají obvykle rozměry 365/80. Na obr. 5.2 je pneumatika daných rozměrů od výrobce Continental [16]. Dynamický poloměr pro tento typ a rozměr pneumatiky je  $R_d=527$  [mm]. Výrobce garantuje nosnost této pneumatiky na  $m_{DOV}=3550$  [kg], při maximální rychlosti  $110$  [km·hod<sup>-1</sup>].



Obr. 5.2 Pneumatika Continental 365/80 R20 MPT 81 TL [16]

Maximální vstupní krouticí moment daný výrobcem převodovky je  $M_{Mmax}=8000$  [N·m]. Maximální krouticí moment na unášeči satelitu je roven dvojnásobku vstupního momentu, tedy  $M_U=16000$  [N·m]. Tento krouticí moment se porovnává s adhezním momentem  $M_{AD}$ , který se vypočítá ze vztahu (5.1).

$$\begin{aligned}
 M_{AD} &= M_{ADp} + M_{ADz} = \frac{G_P \cdot g \cdot \varphi \cdot R_D}{i_K \cdot i_N} + \frac{2 \cdot G_Z \cdot g \cdot \varphi \cdot R_D}{i_K \cdot i_N} = \\
 &= \frac{5000 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,527}{2,294 \cdot 2,438} + \frac{2 \cdot 4000 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,527}{2,294 \cdot 2,438} = \underline{\underline{12019 \text{ [Nm]}}}
 \end{aligned}
 \tag{5.1}$$

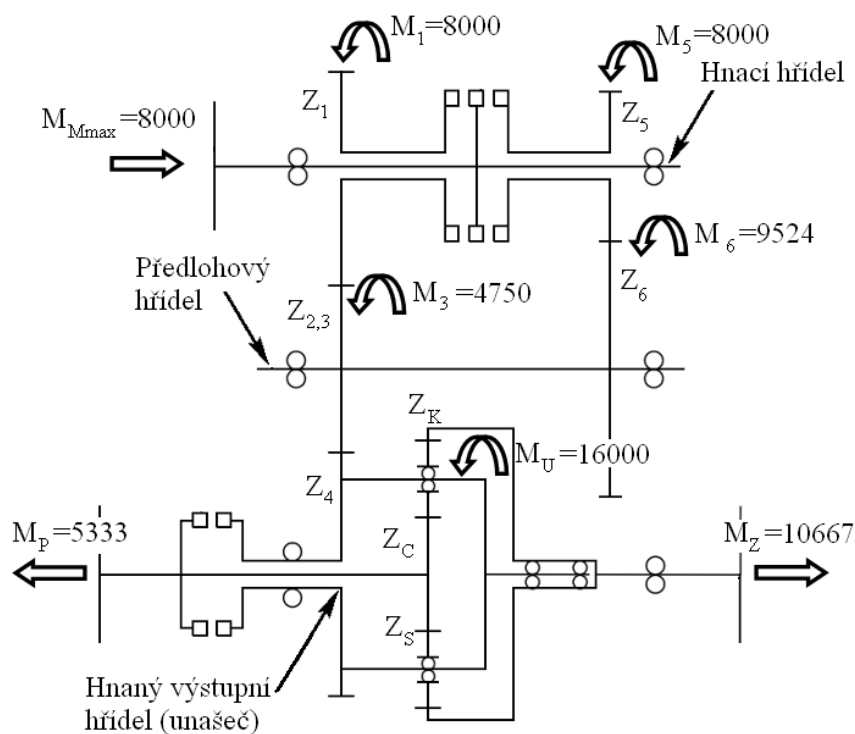
Platí-li podmínka  $M_U > M_{AD}$ , lze při dimenzování ozubených kol přihlédnout k adheznímu omezení.

$$\begin{aligned}
 M_U &> M_{AD} \\
 \underline{\underline{16000}} &> \underline{\underline{12019}}
 \end{aligned}
 \tag{5.2}$$

Ze vztahu (5.2) vyplývá, že krouticí moment přivedený na jednotlivá hnací kola je větší, než je trakce schopná přenést (dojde k prokluzu kola). Protože výpočet není stanoven

pro daný typ vozidla a nejsou tedy přesně dány všechny parametry, budou všechna ozubená soukolí kontrolována na maximální vstupní moment  $M_{Mmax}$ .

Označení hnacích krouticích momentů pro jednotlivé ozubené soukolí je zobrazeno na obr. 5.3.



Obr. 5.3 Značení a umístění hnacích momentů

Přepočet velikosti krouticích momentů je proveden pro účinnost  $\eta=1$  [-]. Velikosti momentů  $M_1$  a  $M_5$  je shodná s velikostí vstupního momentu  $M_{Mmax}$ . Krouticí moment na předlohovém hřídeli je vypočítán dle vztahu (5.3), při zařazeném terénním převodu a při zařazeném silničním převodu ze vztahu (5.4).

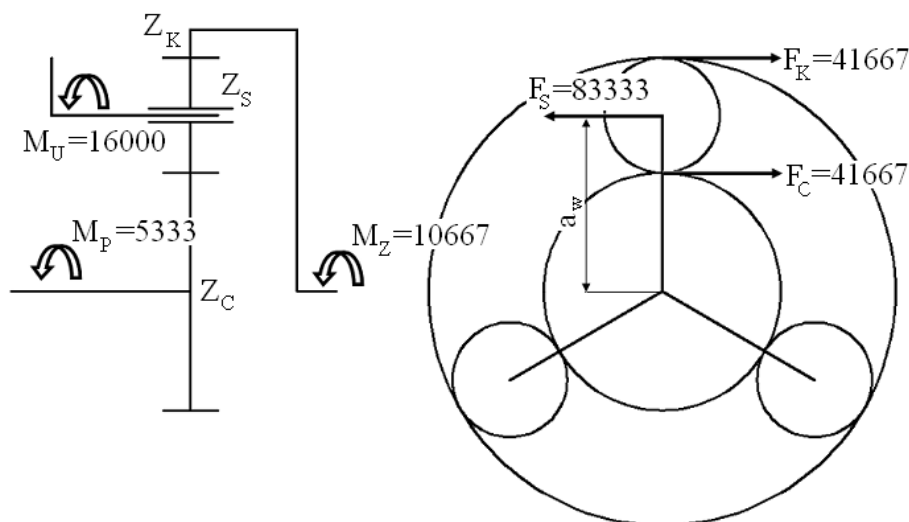
$$M_3 = M_{Mmax} \cdot \frac{Z_5}{Z_6} = 8000 \cdot \frac{25}{21} = \underline{\underline{9524 [Nm]}} \quad (5.3)$$

$$M_6 = M_{Mmax} \cdot \frac{Z_{2,3}}{Z_1} = 8000 \cdot \frac{19}{32} = \underline{\underline{4750 [Nm]}} \quad (5.4)$$

Maximální krouticí moment na hnaném hřídeli (unášeci) je shodný s krouticím momentem na ozubeném kole  $Z_4$  a jeho maximální velikost je  $M_U=16000$  [N·m], při zařazeném terénním převodu.

Rozdělení krouticího momentu na přední a zadní nápravy pro terénní převod je dáno vztahy (5.5 a 5.6), kde  $n$  je počet satelitů a  $J_D$  je poměr dělení děličem krouticího momentu. Pro daný typ převodovky je počet satelitů  $n=3$  [-] a poměr dělení je  $J_D=2$  [-].

Výpočet zátěžných sil mezi satelitem a centrálním kolem, respektive satelitem a korunovým kolem, je dán vztahy (5.7, 5.8), kde  $n=3$  [-] je počet satelitů. Schéma působení tečných sil v ozubení děliče momentu je zobrazeno na obr. 5.4.



Obr. 5.4 Schéma rozložení tečných sil v ozubení děliče momentu

$$M_P = M_U \cdot \frac{1}{1+J_D} = 16000 \cdot \frac{1}{1+2} = \underline{\underline{5333 [Nm]}} \quad (5.5)$$

$$M_Z = M_U \cdot \frac{J_D}{1+J_D} = 16000 \cdot \frac{2}{1+2} = \underline{\underline{10667 [Nm]}} \quad (5.6)$$

$$F_S = \frac{M_U}{n \cdot a_w} = \frac{16000}{3 \cdot 64 \cdot 10^{-3}} = \underline{\underline{83333 [N]}} \quad (5.7)$$

$$F_K = F_C = \frac{F_S}{2} = \frac{83333}{2} = \underline{\underline{41667 [N]}} \quad (5.8)$$

Vypočtené hodnoty tečných sil  $F_K$  a  $F_C$ , není nutné přepočítávat na příslušný krouticí moment, ovšem lze je přímo dosadit do výpočtového programu ČSNw [18].

## 5.2. Pevnostní výpočet ozubení

Norma ČSN 01 4686 nedovoluje výpočet pro nestandardní tvar zubů, nebo pro součinitel trvání záběru profilu  $\varepsilon_\alpha \geq 2$ . Tyto požadavky respektují normy, jako jsou např. ISO 6336 nebo DIN 3990 (metoda B, C) [22]. Metoda B se používá pro ozubení s nestandardním profilem zubu a součinitelem trvání záběru profilu  $\varepsilon_\alpha \geq 2$  (resp.  $\varepsilon_\alpha \rightarrow 2$  ( $\sim 1,8 \div 2$ )). Metoda C se používá pro ozubení s nestandardním profilem zubu a součinitelem trvání záběru profilu  $\varepsilon_\alpha \leq 1,8$ . Z tab. 4.6 vyplývá, že u všech soukolí je součinitel trvání záběru profilu výrazně nižší než 1,8. Po odborné konzultaci [12], jsou kinematické ozubené soukolí kontrolována dle metody B a ozubená kola děliče momentu dle metody C.

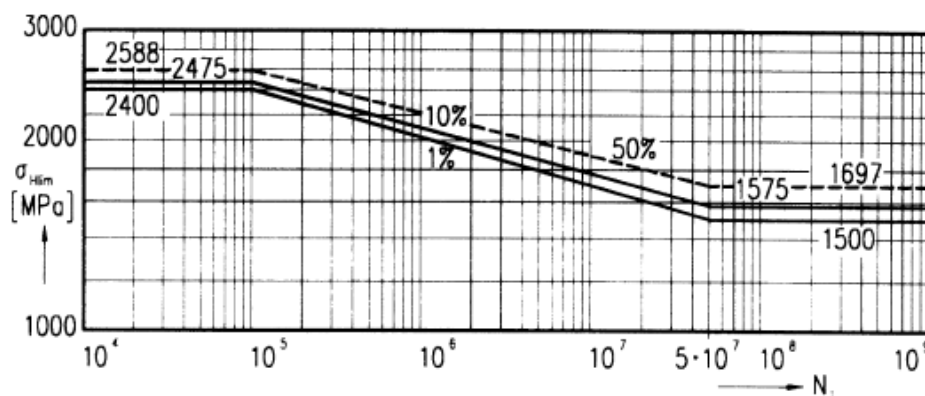
Únosnost soukolí se zjednodušeně hodnotí z hlediska namáhání v dotyku (Hertzův tlak) a v ohybu zjednodušeným postupem. Napětí v dotyku, bez přídatných sil dle normy [22], se vypočte dle vztahu (5.9). Bezpečnost v dotyku k mezi únavy  $\sigma_{Hlim}$  se vypočte ze vztahu (5.10), kde  $\sigma_{HP} \approx \sigma_{Hlim}$  a  $\sigma_{HO}$  je vypočtené napětí v dotyku.

$$\sigma_{HO} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \sqrt{\frac{F_H}{b_w \cdot d_1} \cdot \frac{i+1}{i}} \quad (5.9)$$

$$s_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{HO}} \quad (5.10)$$

Jelikož nebyla provedena spektrální analýza ozubených kol, lze pouze předpokládat, že jsou vyrobena z materiálu 16MnCr5. Tento materiál se hojně využívá pro výrobu ozubených kol v automobilovém průmyslu.

Dovolené napětí v dotyku pro ozubená kola, mimo děliče,  $\sigma_{Hlim}$  se určí z grafu 5.1. Tento graf platí pro materiál 16MnCr5, který odpovídá 14 220.4 (cementovaný a kalený). Pro pravděpodobnost poškození  $P=1$  [%] a trvalou pevnost odpovídá  $\sigma_{Hlim}=1500$  [MPa].



Graf 5.1 W-křivky pro dotyk (dle DIN 3990 pro mat. 16MnCr5) [3]

Pro ozubená kola děliče je možno dovolenou pevnost v dotyku zvýšit až na  $\sigma_{Hlim}=2300$  [MPa] a to z důvodů, že se nejedná o klasický typ planetového převodu. Za normálních podmínek provozu se satelity neotáčejí kolem své osy. K otáčení dochází např. při prokluzu kol, nebo při jízdě v nerovném terénu.

Bezpečnost v ohybu k mezi únavy  $\sigma_{FE}$  se vypočte ze vztahu (5.15), kde  $\sigma_{FP}=\sigma_{Hlim} \cdot Y_A$  resp.  $\sigma_{FP}=\sigma_{FE} \cdot Y_A$ , kde  $Y_A$  je součinitel střídavého zatížení (hnaná a hnací kola  $Y_A=1$  [-], vložená kola přibližně  $Y_A=0,7$  [-], nebo přesněji vypočteme z vztahu (5.11), kde  $R$  je koeficient nerovnoměrnosti kmitu a vypočte se ze vztahu (5.12)). Pro výpočet podle metody B se  $\sigma_{FO-B}$  vypočte ze vztahu (5.13), pro metodu C se  $\sigma_{FO-C}$  vypočte ze vztahu (5.14).

$$Y_A^V = 1 + 0,3 \cdot R \quad (5.11)$$

$$R = \frac{\sigma_h}{\sigma_d} = \frac{-\sigma_{Fmin}}{\sigma_{Fmax}} \quad (5.12)$$

$$\sigma_{FO-B} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_F \cdot Y_S \cdot Y_\beta \quad (5.13)$$

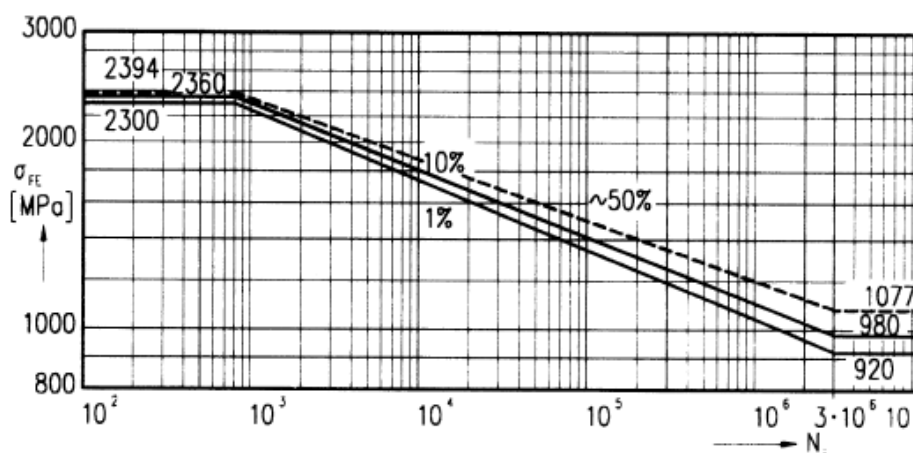
$$\sigma_{FO-C} = \frac{F_t}{b_F \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\epsilon \cdot Y_\beta \quad (5.14)$$

$$S_F = \frac{\sigma_{FE}}{\sigma_{FO}} \quad (5.15)$$

Protože se jedná o porovnávací výpočet, dosazujeme za koeficienty  $Y_i=1$  [-].

Dovolené napětí v ohybu pro ozubená kola, mimo děliče,  $\sigma_{Flim}$  se určí z grafu 5.2. Tento graf platí pro materiál 16MnCr5, který odpovídá 14 220.4 (cementovaný a kalený).

Pro pravděpodobnost poškození  $P=1$  [%] a trvalou pevnost odpovídá  $\sigma_{FE}=920$  [MPa]. U ozubených kol v děliči momentů můžeme tuto hodnotu zvýšit až na  $\sigma_{FE}=1800$  [MPa].



Graf 5.2 W-křivky pro ohyb (dle DIN 3990 pro mat. 16MnCr5) [3]

Na obr. 5.5 jsou zobrazeny vstupní a výstupní hodnoty pro převod 1-2, vypočtené programem CSNw [19], dle normy DIN 3990 metodou C [23]. Výsledky pro ostatní soukolí jsou uvedeny v příloze (příloha 19 až příloha 26).

#### Vstupní údaje pro zjednodušený pevnostní výpočet soukolí

Čas - 12:54:57  
Typ soukolí - Vnější

Datum - 3.4.2009  
Zadání sil (momentů) - staticky

Výsledky zjednodušeného pevnostního výpočtu soukolí DIN 3990 met.B

#### Geometrie

z1= 32.0 z2= 19.0  
x1= 0.0000 x2= 0.3997  
da1= 193.800[mm] da2= 123.780[mm]  
mn= 5.500[mm] aw= 148.000[mm]  
Alfan= 20.000[°] Beta= 16.000[°]  
Epsalfa= 1.390 Epsbeta= 0.861

Parametry základního profilu  
ha1\*= 1.0000 ha2\*= 1.0000  
ca1\*= 0.2667 ca2\*= 0.2731  
Rof1\*= 0.3800 Rof2\*= 0.3800

#### Materiály pastorku a kola

Sigma0Flimb1= 920.0[MPa] Sigma0Flimb2= 920.0[MPa]  
Sigma0Hlim1= 1500.0[MPa] Sigma0Hlim2= 1500.0[MPa]  
14 220 14 220  
cementovaná kalená cementovaná kalená

#### Údaje o zatížení soukolí

Metoda výpočtu - zjednodušený výpočet  
T1= 8000.0[N.m]  
YA1= 1.000 YA2= 0.727  
KA= 1.000 KAS= 2.000

#### Rozměry pastorku a kola [mm]

b1= 56.0 b2= 60.0 db= 2.0

#### Ostatní povinné vstupní součinitele

ZLZRZv1= 1.000 ZLZRZv2= 1.000

#### KONTROLA NA OHYB

Napětí v MPa a bezpečnosti  
SigmaF1= 807.7 SigmaF2= 663.1  
SigmaFP1= 920.0 SigmaFP2= 668.8  
SF1= 1.139 SF2= 1.009

SigmaFmax1= 1615.4 SigmaFmax2= 1326.2  
SigmaFPmax1= 1840.0 SigmaFPmax2= 1840.0

Ostatní součinitele  
KF= 1.000 KFv= 1.000  
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000  
Ypsilon= 0.753 Ybeta= 0.885  
YFS1= 3.216 YFS2= 2.805  
YF1= 1.604 YF2= 1.313  
YS1= 2.005 YS2= 1.317

#### KONTROLA NA DOTYK

Napětí v MPa a bezpečnosti  
SigmaH1= 1841.6 SigmaH2= 1841.6  
SigmaHP1= 1500.0 SigmaHP2= 1500.0  
SH1= 0.815 SH2= 0.815

SigmaHmax1= 2604.4 SigmaHmax2= 2604.4  
SigmaHPmax1= 2600.0 SigmaHPmax2= 2600.0

Ostatní součinitele  
KH= 1.000 KHv= 1.000  
KHalfa= 1.000 KHbeta= 1.000  
KA= 1.000 KAS= 2.000  
Zepsilon= 0.860 ZH= 2.293  
ZE= 191.646 Zbeta= 0.980

Obr. 5.5 Pevnostní výpočet - Soukolí 1-2 [19]

V tab. 5.1 jsou uvedeny výsledné bezpečnosti pro jednotlivá ozubená soukolí.

Tab. 5.1 Bezpečnosti pro jednotlivá ozubená soukolí

Specifikace převodu		Soukolí	Ozubené kolo	$\sigma_{FO}$ [MPa]	$\sigma_{FP}$ [MPa]	$S_F$ [-]	$\sigma_{HO}$ [MPa]	$\sigma_{HP}$ [MPa]	$S_H$ [-]
Kinematické soukolí	Silnice	1-2	1	807.7	920	1.139	1841.6	1500	0.815
			2	663.1	668.8	1.009			
	Terén	3-4	3	1210.3	920	0.760	2492.2		0.602
			4	1353.8		0.680			
		5-6	5	1071.2		0.859	2307.7		0.650
			6	1090.8		0.843			
Diferenciál	Terén	S/C	Satelit	1356.7	1800	1.327	2838.5	2300	0.810
			Centr. kolo	1354.7		1.329			
		S/K	Satelit	1274.8		1.412	2381.6		0.966
			Korun. kolo	1250.9		1.439			

Výpočet je proveden pro situaci maximálního vstupního krouticího momentu  $M_{Mmax}=8000$  [Nm] na hnací hřídeli přídatné převodovky. Této situaci odpovídá maximální krouticí moment na motoru a zařazený první stupeň na převodovce. Časové využití tohoto stavu je přibližně 0,5 [%] z celkové životnosti přídatné převodovky. Z výsledků tab. 5.1 můžeme konstatovat, že nejnižší bezpečnost v ohybu  $S_F=0,680$  [-] je na soukolí 3-4 (při terénním převodu), konkrétně na ozubeném kole  $Z_4$ . Nejnižší bezpečnost v dotyku  $S_F=0,602$  [-] je také na ozubeném kole  $Z_4$  (při terénním převodu). Tyto vypočtené bezpečnosti jsou pro daný typ ozubeného převodu v automobilovém průmyslu dostatečné.

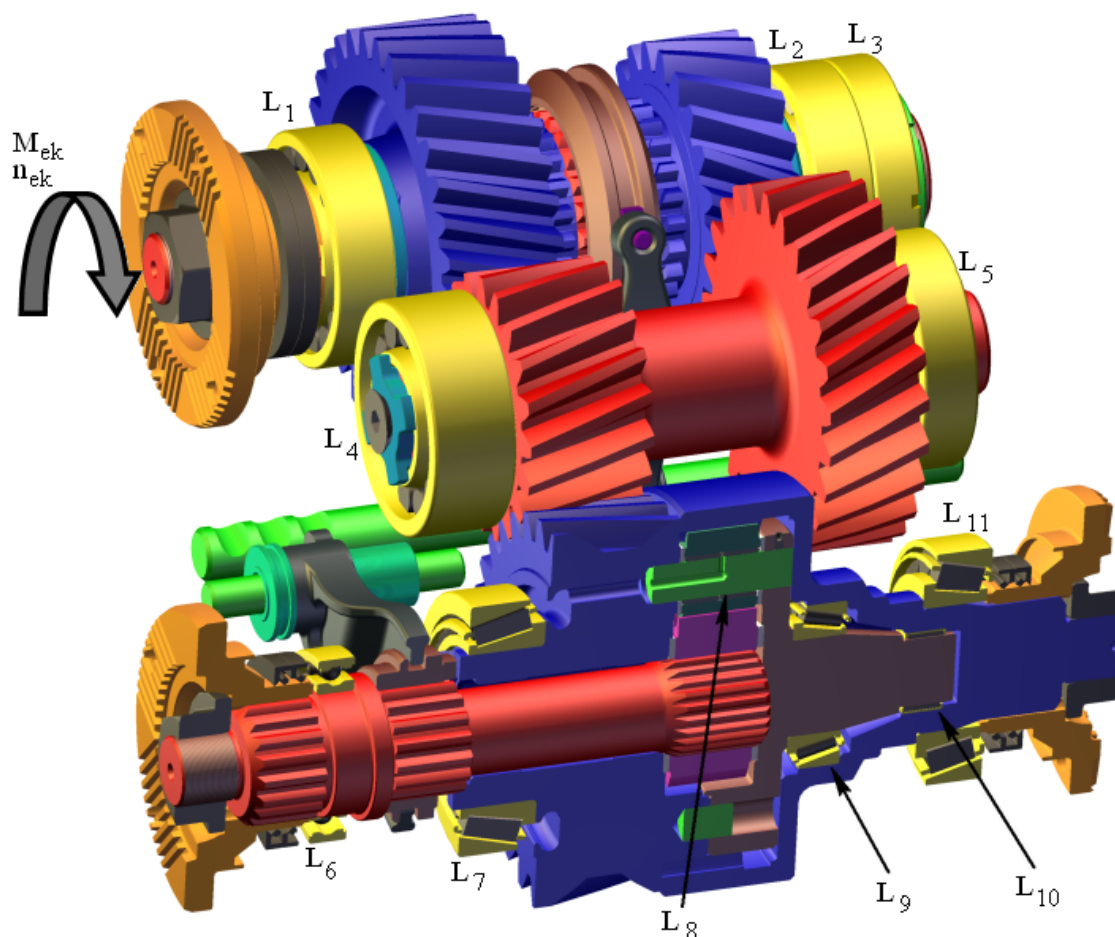


## 6. Zhodnocení použitých ložisek

V následujících kapitolách je stanoven ekvivalentní krouticí moment a ekvivalentní otáčky. Dále pak jsou vypočteny životnosti jednotlivých ložisek a je provedeno zhodnocení použitých ložisek a jejich životností.

### 6.1. Specifikace použitých ložisek

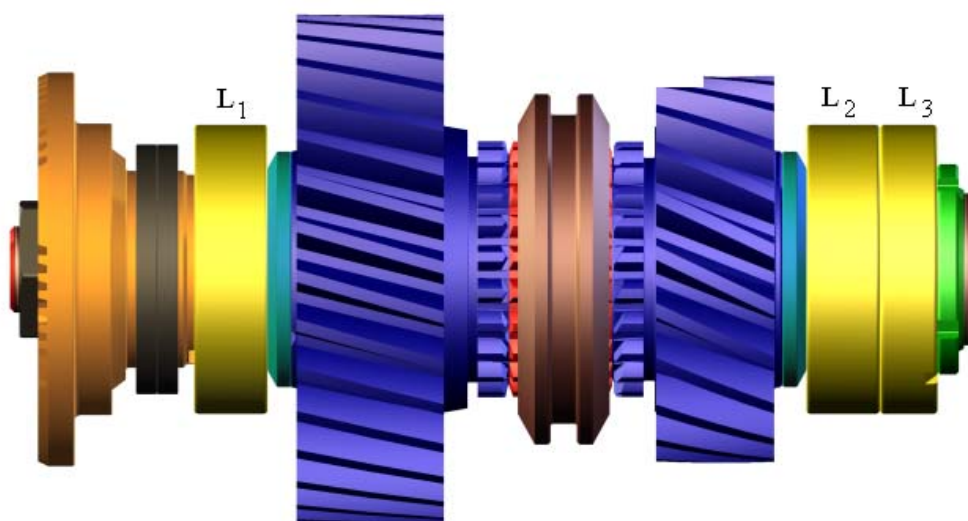
Aby bylo možné zhodnotit použitá ložiska a jejich životnosti, musely být nejprve specifikovány pro každé ložisko základní únosnosti (statické  $C$  [N], dynamické  $C_0$  [N]). Označení a umístění jednotlivých ložisek na hřídelích je zobrazeno na obr. 6.1.



Obr. 6.1 Uložení a označení použitých ložisek

### 6.1.1. Hnací hřídel

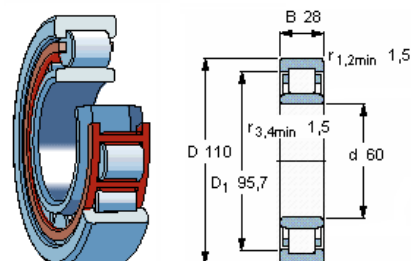
Hnací hřídel je uložena ve trojici ložisek. Radiální síly zachycují dvě ložiska NU 2212 ECJ. Axiální síly zachycuje kuličkové ložisko s děleným vnitřním kroužkem QJ 212 N2MA. Umístění jednotlivých ložisek na vstupní hřídeli je zobrazeno na obr. 6.2. Specifikace geometrických rozměrů a základních únosností jednotlivých ložisek jsou uvedeny v následujících tabulkách (tab. 6.1 a tab. 6.2).



Obr. 6.2 Umístění ložisek na hnací hřídeli

Tab. 6.1 Specifikace ložiska NU 2212 ECJ ( $L_1$  a  $L_2$ )

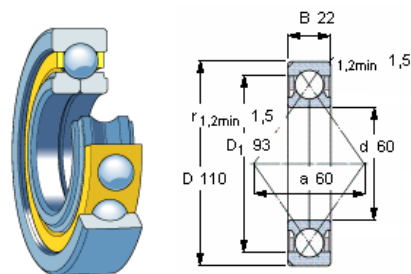
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
60	110	28	146	153	7500



Obr 6.3 Ložisko NU 2212 ECJ [15]

Tab. 6.2 Specifikace ložiska QJ 212 N2MA ( $L_3$ )

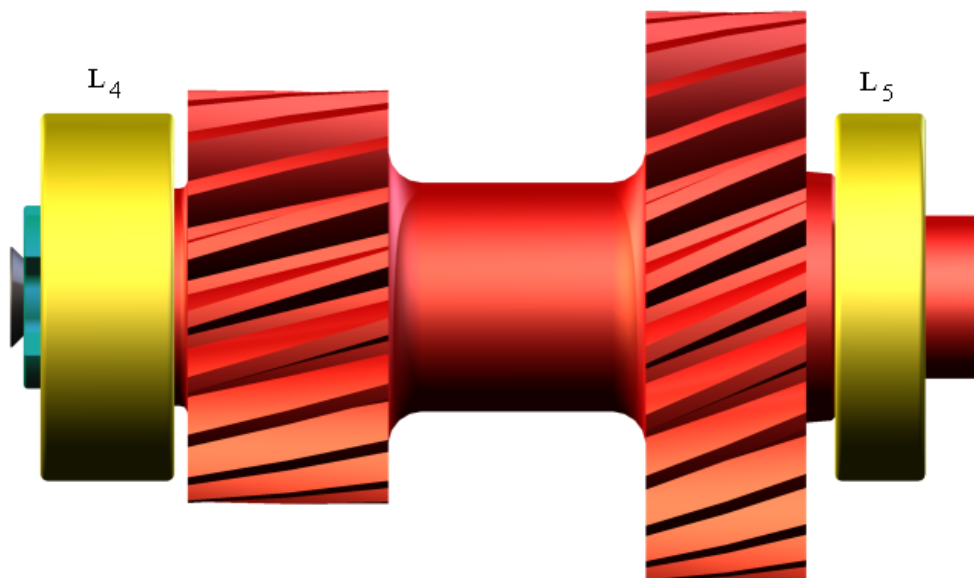
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
60	110	22	96,5	93	10000



Obr 6.4 Ložisko QJ 212 N2MA [15]

### 6.1.2. Předlohovává hřídel

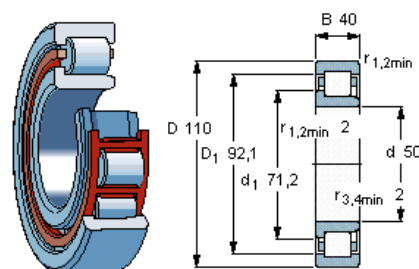
Předlohovává hřídel je uložena ve dvojici válečkových ložisek. Axiální síly při jízdě vpřed zachycuje ložisko  $L_4$ , při jízdě vzad ložisko  $L_5$ . Umístění jednotlivých ložisek na vstupní hřídeli je zobrazeno na obr. 6.5. Specifikace geometrických rozměrů a základních únosností jednotlivých ložisek jsou uvedeny v následujících tabulkách (tab. 6.3 a tab. 6.4).



Obr. 6.5 Umístění ložisek na hnací hřídeli

Tab. 6.3 Specifikace ložiska NJ 2310 ECP ( $L_4$ )

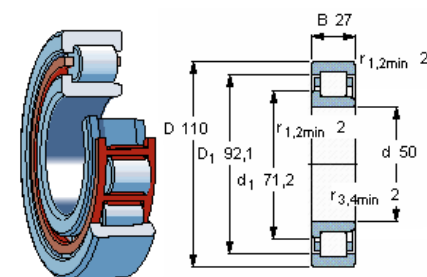
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
50	110	40	186	186	8000



Obr 6.6 Ložisko NJ 2310 ECP [15]

Tab. 6.4 Specifikace ložiska NJ 310 ECJ ( $L_5$ )

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
50	110	27	127	112	8000

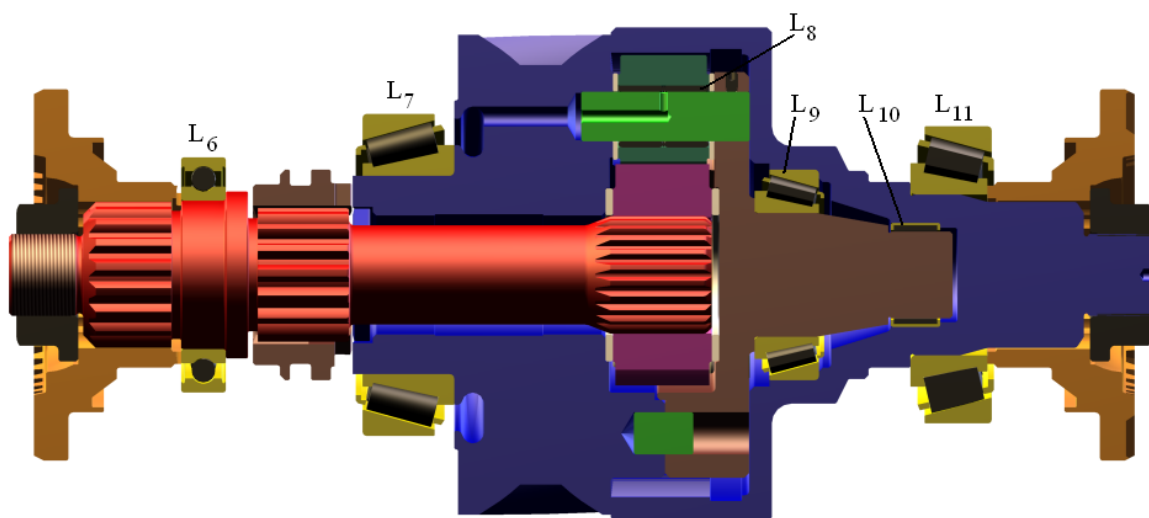


Obr 6.7 Ložisko NJ 310 ECJ [15]

### 6.1.3. Hnaná hřídel

Výstupní hřídel pro přední nápravu je uložena pouze pomocí jednoho kuličkového ložiska  $L_6$ , druhé uložení je pomocí ozubení v děliči momentu. Výstupní hřídel pro zadní nápravy je uložena pomocí dvou kuželíkových ložisek ( $L_7$  a  $L_{11}$ ). Tato ložiska zachycují síly a momenty vznikající v ozubení. Unášec satelitu je uložen v kuželíkovém ( $L_9$ ) a jehlovém ( $L_{10}$ ) ložisku. Satelity jsou uloženy na dvou řadách jehel.

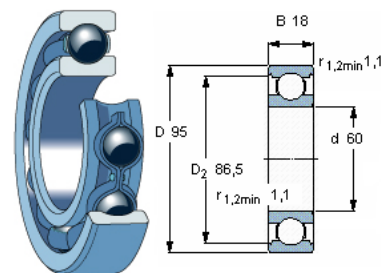
Umístění jednotlivých ložisek na vstupní hřídeli je zobrazeno na obr. 6.8. Specifikace geometrických rozměrů a základních únosností jednotlivých ložisek jsou uvedeny v následujících tabulkách (tab. 6.5 až tab. 6.10).



Obr. 6.8 Umístění ložisek na hnané hřídeli

Tab. 6.5 Specifikace ložiska 6012 ( $L_6$ )

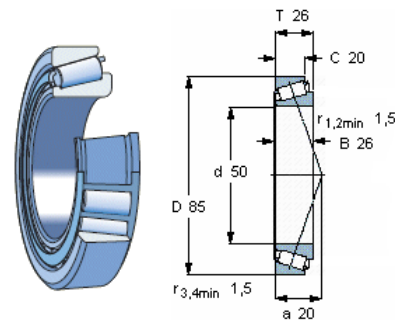
d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
60	95	18	30,7	23,2	9500



Obr 6.9 Ložisko 6012 [15]

Tab. 6.6 Specifikace ložiska 33116/Q ( $L_7$ )

d [mm]	D [mm]	B [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
80	130	37	179	280	4800

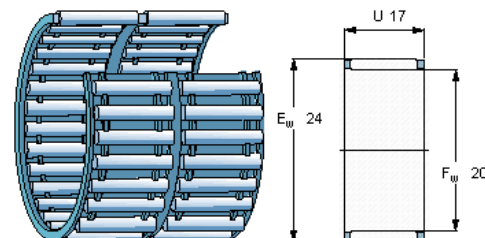


Obr 6.10 Ložisko 33116/Q [15]

Satelit je uložen na dvou řadách jehel (bez klece), o rozměrech  $\varnothing 2,5-18$  [mm]. Jelikož se nepodařilo získat únosnosti tohoto ložiska, bylo pro výpočet navrženo alternativní dvouřadé jehlové ložisko s klecí K 20x24x17, firmy SKF. Geometrické rozměry a základní statické a dynamické únosnosti tohoto ložiska jsou uvedeny v tab. 6.7 (platí pro jednořadé ložisko).

Tab. 6.7 Specifikace jehlového ložiska K 20x24x17 ( $L_8$ )

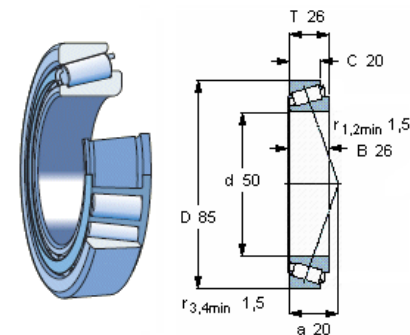
F [mm]	E [mm]	U [mm]	C [kN]	$C_0$ [kN]	$n_{max}$ [ $min^{-1}$ ]
20	24	17	12,5	20,8	22000



Obr 6.11 Ložisko K 20x24x17 [15]

Tab. 6.8 Specifikace ložiska 33110/Q ( $L_9$ )

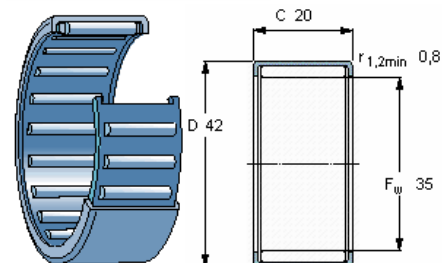
F [mm]	E [mm]	U [mm]	C [kN]	$C_0$ [kN]	$n_{max}$ [ $min^{-1}$ ]
50	85	26	85,5	122	7500



Obr 6.12 Ložisko 33110/Q [15]

Tab. 6.9 Specifikace ložiska HN 3520 ( $L_{10}$ )

F [mm]	D [mm]	C [mm]	C [kN]	$C_0$ [kN]	$n_{max}$ [ $min^{-1}$ ]
50	85	26	31,4	83	7500



Obr 6.13 Ložisko HN 3520 [15]

Ložisko L11 je jako jediné od firmy Timken, s označením Y32213 a základními únosnostmi: statická únosnost  $C_0=209000$  [N], dynamická únosnost  $C=161000$  [N]. Alternativa tohoto ložiska, je ložisko firmy SKF 32213 J2/Q, geometrické rozměry a základní únosnosti tohoto ložiska jsou uvedeny v tab. 6.10. Geometrické rozměry jsou u obou ložisek shodné. Základní únosnosti jsou u ložiska firmy SKF přibližně o 6,8 % menší.

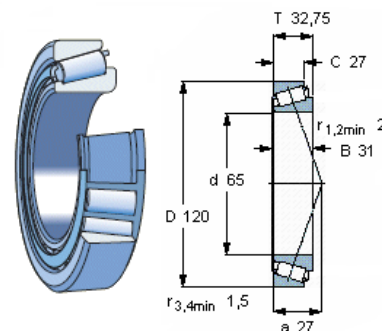
Důvody použití jednoho ložiska od jiné firmy mohou být:

- Vyšší únosnost
- Nižší cena
- Dostupnost

Kontrola životnosti bude provedena pro ložisko firmy SKF.

Tab. 6.10 Specifikace ložiska 32213 J2/Q ( $L_{11}$ )

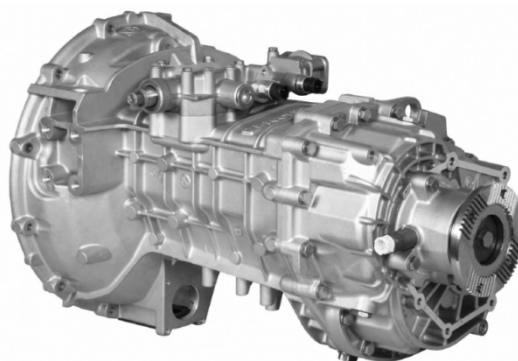
d [mm]	D [mm]	T [mm]	C [kN]	$C_o$ [kN]	$n_{max}$ [min <sup>-1</sup> ]
65	120	32,75	151	193	5600



Obr 6.14 Ložisko NU 2212 ECJ [15]

## 6.2. Stanovení ekvivalentního krouticího momentu a ekvivalentních otáček

Dimenzování ložisek na maximální vstupní moment není vhodné, jelikož by ložiska byla příliš rozměrná a velmi drahá. Proto se dimenzují pro ekvivalentní krouticí vstupní moment  $M_{ek}$  [Nm]. Pro stanovení tohoto momentu je nutné znát využití jednotlivých převodových stupňů. U lehkých nákladních automobilů se často využívá šesti stupňová převodovka. Jedna z možností je použití převodovky **ZF 6 S 1000 TO**, tato převodovka je zobrazena na obr. 6.15. Velikost a procentuální využití jednotlivých převodových stupňů dle DIN 3990, díl 41 [23], je zobrazeno v tab. 6.11. Neuvažují využití zpátečky.



Obr. 6.15 Převodovka ZF 6 S 1000 TO [12]

Tab. 6.11 Velikost a využití převodových stupňů

	Převodový stupeň					
	1	2	3	4	5	6
Využití $q$ [%]	0,5	1,4	2,6	10,2	17,1	68,2
Využití $q$ [cyklů]	$3 \cdot 10^6$	$8 \cdot 10^6$	$1,5 \cdot 10^6$	$6 \cdot 10^7$	$10^8$	$4 \cdot 10^8$
Převod $i$ [-]	6,75	3,6	2,13	1,39	1	0,78

Pro výpočet ekvivalentního momentu a otáček na vstupní hřídeli přídavné převodovky je nutné určit krouticí moment a otáčky na motoru vozidla. Dieselové motory dnes mají maximální otáčky přibližně  $n_{Mot}=2300$  [ $\text{min}^{-1}$ ]. Při dosažení maximálního vstupního krouticího momentu na vstupní hřídeli přídavné převodovky a použití převodovky ZF 6 S 1000 TO, je krouticí moment na motoru  $M_{Mot}=1185$  [Nm]. Ekvivalentní moment se vypočítá ze vztahu (6.1), kde ve jmenovateli je výpočet ekvivalentních otáček.

$$M_{ek} = \left( \frac{\sum_{i=1}^6 (M_{Mot} \cdot i_i)^3 \cdot \frac{q_i \cdot n_{mot}}{100 \cdot i_i}}{\sum_{i=1}^6 \frac{q_i \cdot n_{mot}}{100 \cdot i_i}} \right)^{\frac{1}{3}} = \quad (6.1)$$

$$= \left( \frac{(1185 \cdot 6,75)^3 \cdot \frac{0,5 \cdot 2300}{100 \cdot 6,75} + \dots + (1185 \cdot 0,78)^3 \cdot \frac{68,2 \cdot 2300}{100 \cdot 0,78}}{\frac{0,5 \cdot 2300}{100 \cdot 6,75} + \dots + \frac{68,2 \cdot 2300}{100 \cdot 0,78}} \right)^{\frac{1}{3}} = \underline{\underline{1243 \text{ Nm}}}$$

Ekvivalentní otáčky na hnací hřídeli přídavné převodovky jsou  $n_{ek}=2612$  [ $\text{min}^{-1}$ ].

### 6.3. Výpočet reakčních sil zachycující ložiska

Pro výpočet životnosti ložisek je nutné vypočítat reakce v ložiscích. Ložiska jsou zatížena silami vznikajícími v ozubení (obr. 6.16). Výpočet jednotlivých složek se vypočte ze vztahu (6.2). Výpočet reakcí je proveden v programu AutoCad Mechanical 2009 [21], kde se namodeluje vnější obrys a zatíží se silami a momenty. Hřídel lze také přímo zatížit ozubeným převodem, program vypočte síly v ozubení a výsledné reakce.



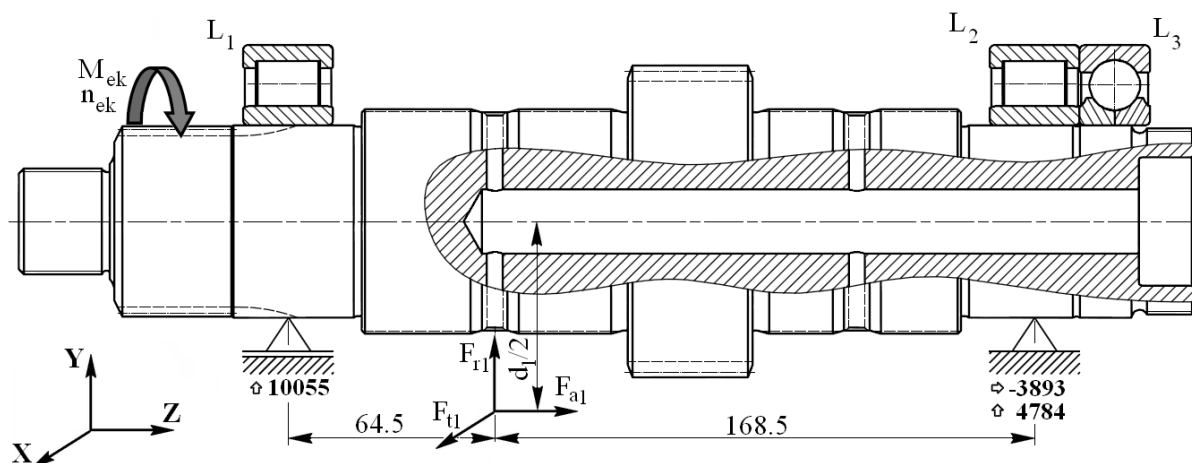
Obr. 6.16 Síly v ozubení [9]

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d}, \quad F_a = F_t \cdot \tan \beta, \quad F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (6.2)$$

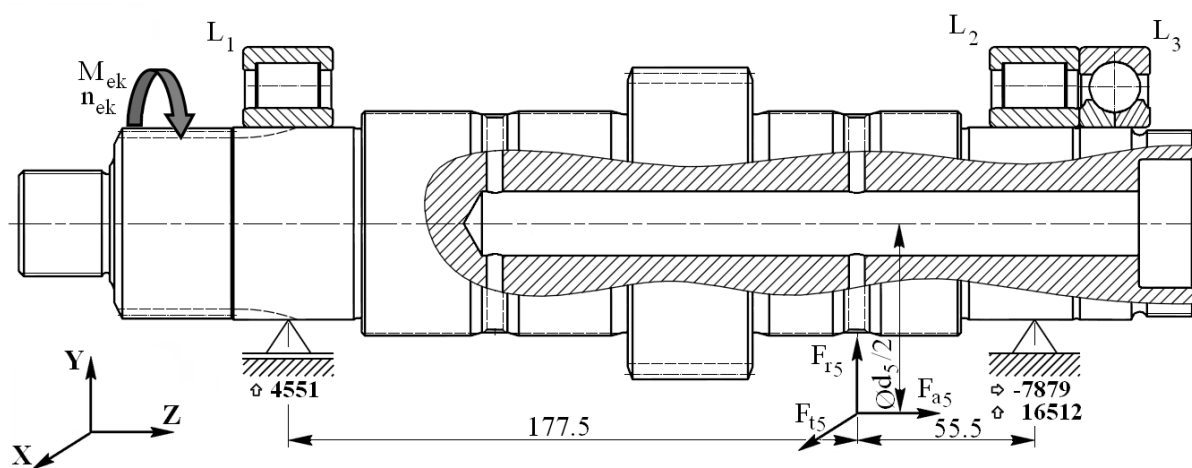
#### 6.3.1. Hnací hřídel

Hnací hřídel je při silničním i terénním převodu zatížena ekvivalentním momentem a ekvivalentními otáčkami (6.1). Výsledky výpočtu pro hnací hřídel jsou zobrazeny na obr. 6.17 a obr. 6.18.





Obr. 6.17 Výpočet reakcí v ložiscích (hnací hřídel – silniční převod)



Obr. 6.18 Výpočet reakcí v ložiscích (hnací hřídel – terénní převod)

Využití silničního a terénního převodu uvažují 50%/50%. Výpočet výsledné reakce se vypočte ze vztahu (6.3), konkrétně se jedná o výpočet radiální síly pro ložisko  $L_1$ . Výsledky výpočtů reakcí pro jednotlivá ložiska jsou uvedeny v tab. 6.12.

$$R_{y_{L1}} = R_{y_{L1S}} \cdot 0,5 + R_{y_{L1T}} \cdot 0,5 = 10055 \cdot 0,5 + 4551 \cdot 0,5 = \underline{\underline{7303 \text{ N}}} \quad (6.3)$$

U dvojice ložisek  $L_2$  a  $L_3$  uvažují, že radiální složku zátěžné síly zachycuje pouze válečkové ložisko  $L_2$  a axiální složku zachycuje pouze kuličkové ložisko s děleným vnitřním kroužkem  $L_3$ .

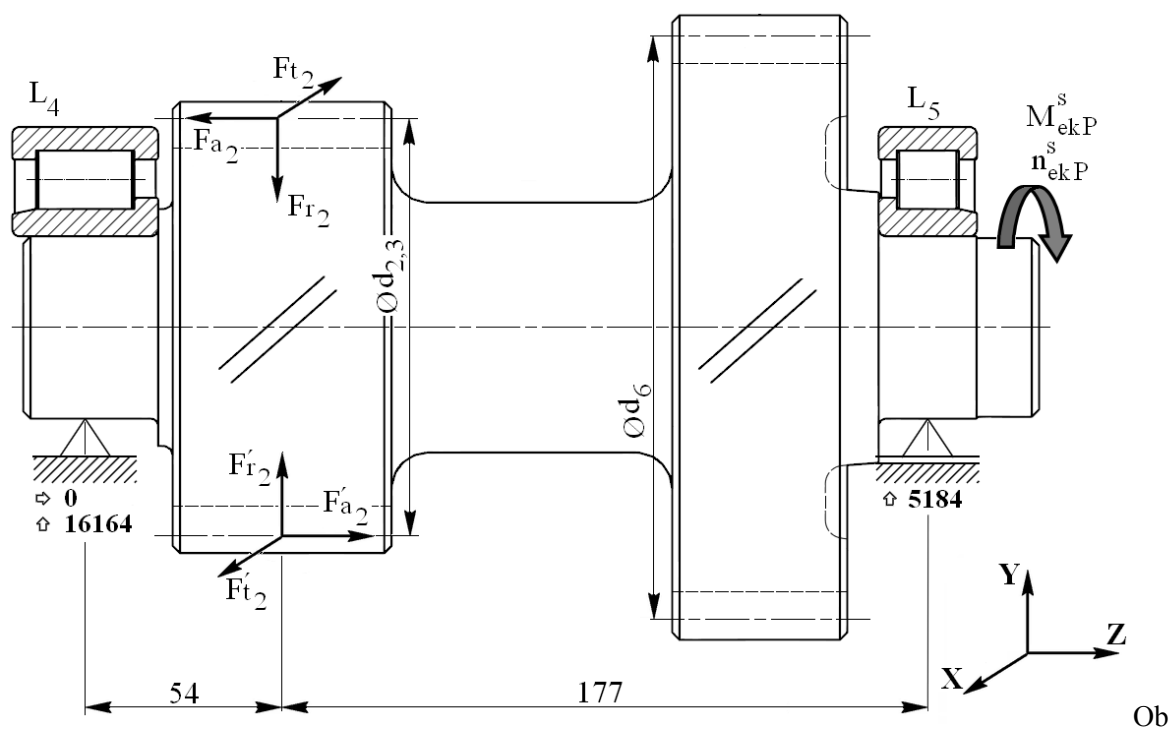
### 6.3.2. Předlohová hřídel

Předlohová hřídel přenáší dvě velikosti krouticího momentu, které jsou dány jednotlivými ozubenými převody, při silničním a terénním převodu. Výpočet velikosti krouticího momentu je dán vztahem (6.4), konkrétně se jedná o silniční převod. Výpočet ekvivalentních otáček se vypočte dle vztahu (6.5), opět se jedná o silniční převod.

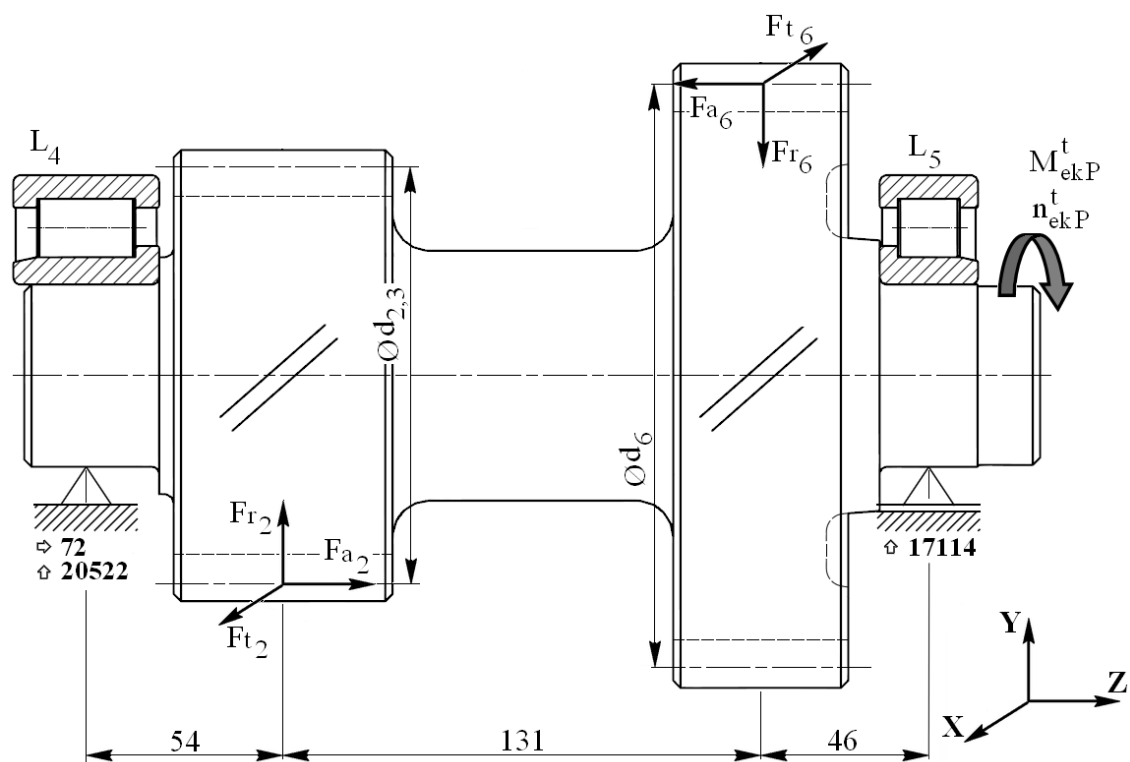
$$M_{ekP}^S = M_{ek} \cdot i_{12} = 1243 \cdot \frac{19}{32} = \underline{\underline{738 \text{ Nm}}} \quad (6.4)$$

$$n_{ekP}^S = n_{ek} \cdot \frac{1}{i_{12}} = 2612 \cdot \frac{32}{19} = \underline{\underline{4399 \text{ min}^{-1}}} \quad (6.5)$$

Výsledky výpočtu pro předlohou hřídel jsou zobrazeny na obr. 6.19 a obr. 6.20.



r. 6.19 Výpočet reakcí v ložiscích (předlohová hřídel – silniční převod)



Obr. 6.20 Výpočet reakcí v ložiscích (předlohová hřídel – terénní převod)

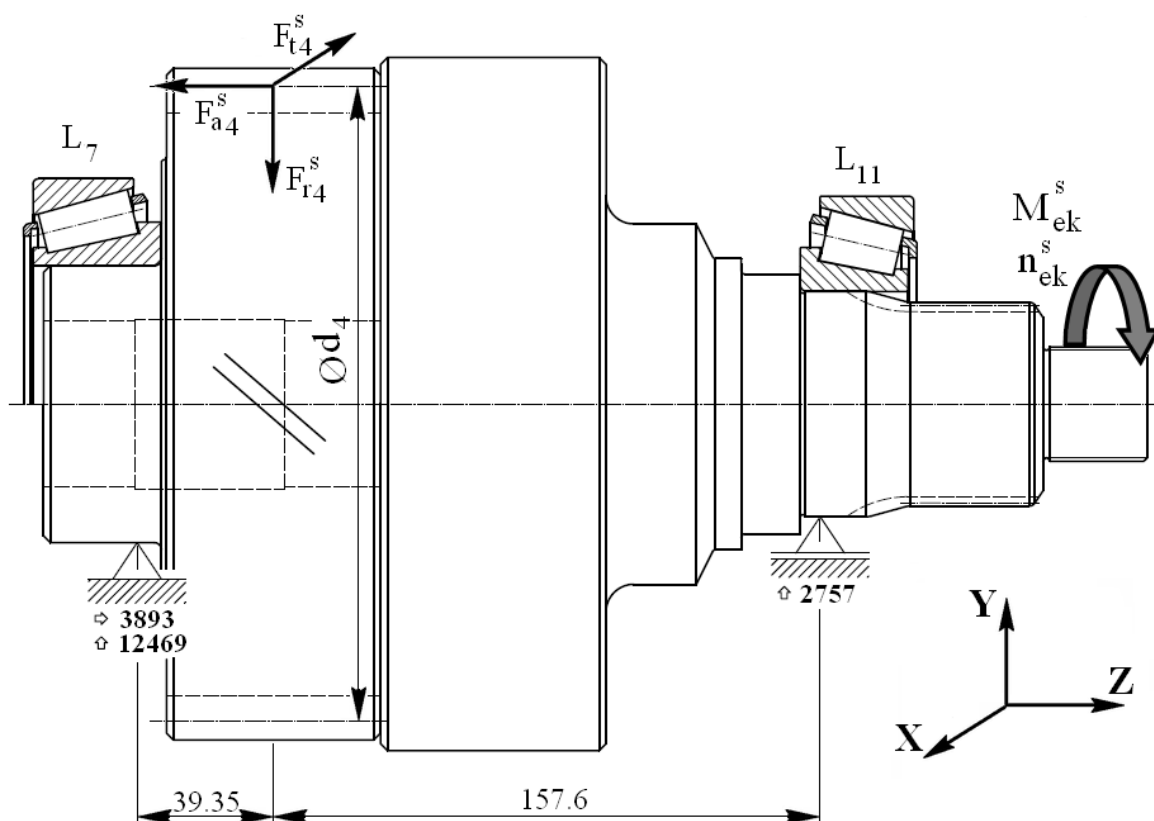
### 6.3.3. Hnaná hřídel

Ekvivalentní krouticí moment, který přenáší unašeč satelitů, se vypočte ze vztahu (6.5), konkrétně se jedná o výpočet krouticího momentu při terénním převodu. Výpočet ekvivalentních otáček se vypočte dle vztahu (6.6), opět se jedná o terénní převod.

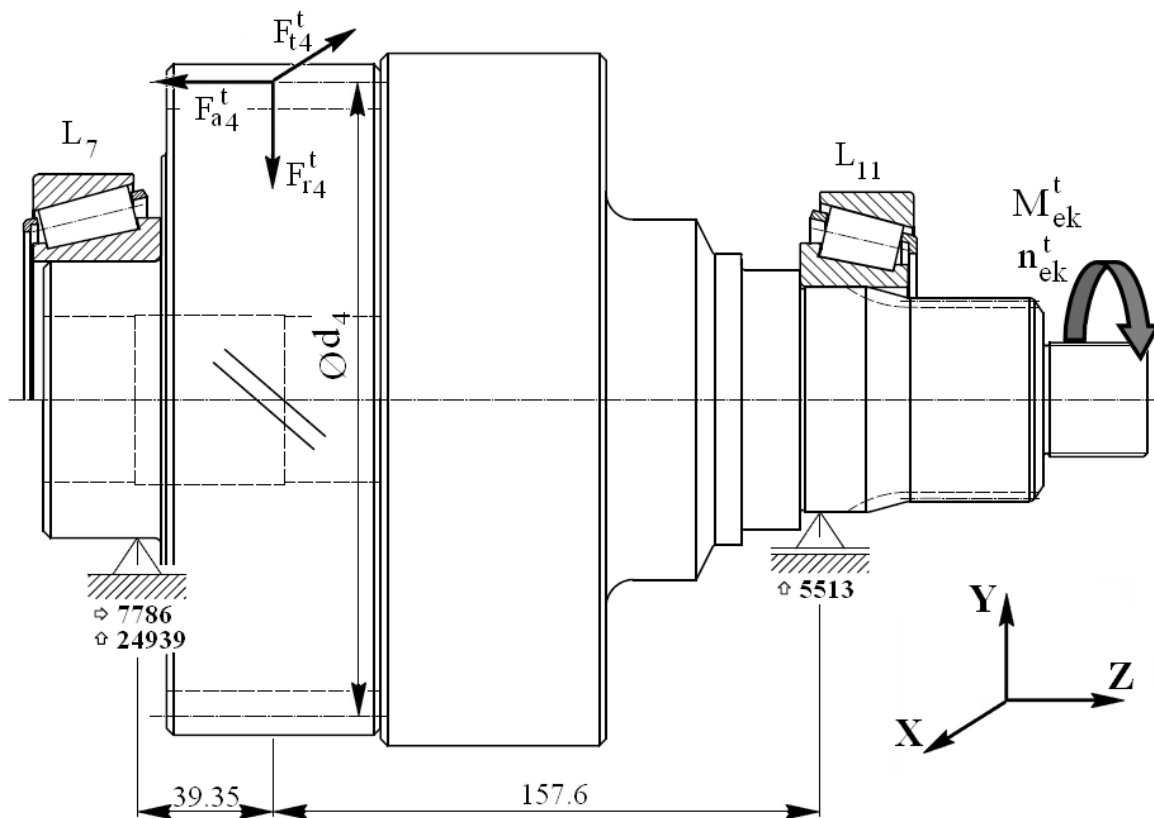
$$M_{ekU}^T = M_{ek} \cdot i_{56} \cdot i_{34} = 1243 \cdot \frac{25}{21} \cdot \frac{32}{19} = \underline{\underline{2486 \text{ Nm}}} \quad (6.6)$$

$$n_{ekU}^T = n_{ek} \cdot \frac{1}{i_{56}} \cdot \frac{1}{i_{34}} = 2612 \cdot \frac{21}{25} \cdot \frac{19}{32} = \underline{\underline{1306 \text{ min}^{-1}}} \quad (6.7)$$

Výsledky výpočtu reakcí pro hnanou hřídel s ozubeným kolem  $Z_4$  jsou zobrazeny na obr. 6.21 a obr. 6.22.



Obr. 6.21 Výpočet reakcí v ložiscích (Hnaná hřídel – silniční převod)

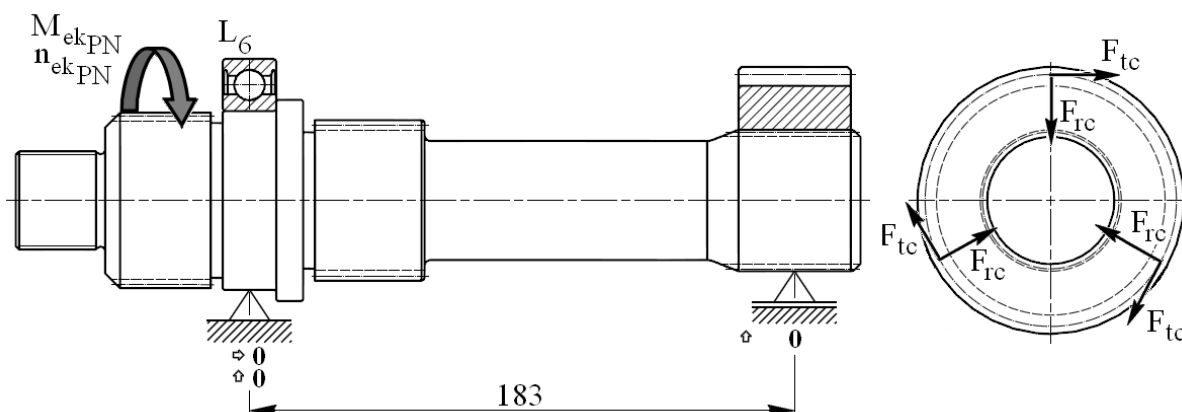


Obr. 6.22 Výpočet reakcí v ložiscích (Hnaná hřídel – terénní převod)

### 6.3.4. Dělič momentů

Ložisko, ve kterém je uložena výstupní hřídel přední nápravy (L6) a ložiska, v nichž je uložen unašeč satelitů (L9 a L10), jsou namáhána od sil, které vznikají v ozubení planetového děliče. Výhodou planetových převodů je, že se radiální síly vyruší. Jelikož je použito ozubení s přímými zuby, nevznikají v ozubení axiální síly. Výsledkem je, že ložiska nejsou za normálních podmínek zatížena a není tedy nutné je kontrolovat (neuvažují zatížení od vlastní tíhy hřídelů). Výsledky kontrolního výpočtu pro výstupní hřídel přední nápravy jsou zobrazeny na obr. 6.23.

Jehlové ložisko, na kterém jsou uloženy satelity, je zatíženo pouze radiální silou. Protože za normálních podmínek nedochází k otáčení satelitů, uvažují otáčky  $n_s = 0,05$  [ $\text{min}^{-1}$ ]. Výpočet životnosti je proveden pro maximální zatížení.



Obr. 6.23 Výpočet reakcí v ložiscích (Výstupní hřídel přední nápravy)

Tab. 6.12 Ekvivalentní zatížení a otáčky v ložiscích

Ložisko	Radiální zatížení [N]	Axiální zatížení [N]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]
L <sub>1</sub>	7303	0	2612
L <sub>2</sub>	10648	0	2612
L <sub>3</sub>	0	5886	2612
L <sub>4</sub>	18343	36	3297
L <sub>5</sub>	11149	0	3297
L <sub>6</sub>	0	0	1959
L <sub>7</sub>	18704	5840	1959
L <sub>8</sub>	83333	0	0
L <sub>9</sub>	0	0	1959
L <sub>10</sub>	0	0	1959
L <sub>11</sub>	4135	0	1959

## 6.4. Výpočet životnosti ložisek

Kontroly ložisek použitých v automobilových převodovkách provádějí specializované firmy (např. firma SKF). Konstrukteři ve firmě navrhnu ložisko podle geometrických rozměrů hřídelů a převodových skříní, a poté zasílají schéma převodovky a zatížení dané firmě, v níž je proveden podrobný výpočet životnosti ložisek. Z tohoto důvodu bude proveden pouze informativní výpočet životnosti ložisek.

Kontrola životnosti ložisek je provedena na webových stránkách firmy SKF [15]. Předpokládám použití převodového oleje Madit PP80. Jedná se o ropný olej s přísadami na zvýšení únosnosti mazacího filmu. Firma Slovnaft [13] zaručuje minimální kinematickou viskozitu u tohoto typu oleje při teplotě  $T=100\text{ }^{\circ}\text{C}$   $\nu=7,5\text{ [mm}^2\cdot\text{s}^{-1}\text{]}$  [14].

U tohoto typu převodovky není centrální mazání ložisek, olej tedy není filtrován. Uvažuji mírné znečištění oleje  $\eta_c=0,5$  [-] od opotřebení ozubených kol. Na obr. 6.24 je výpočet životnosti pro ložisko  $L_1$ . Výpočty životností pro ostatní ložiska jsou uvedeny v příloze (příloha 27 až příloha 33).

### Bearing life

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be  
See section "SKF rating life"

Select $\eta_c$		Bearing	NU 2212 ECJ		
0.5		d, mm	60		
		D, mm	110		
		C, kN	146		
		$P_u$ , kN	20		
		$P$ , kN	7.3		
		n, r/min	2612		
		$\nu$ , mm <sup>2</sup> /s	7.5		
		<a href="#">Calculate</a>			
		$L_{10}$	21700	$L_{10h}$	138600
$\kappa$	0.93				
$\nu_1$	8.06				
$a_{SKF}$	12.3	$L_{10m}$	266300	$L_{10mh}$	> 1000000
Old $a_{23}$ method for comparison					
$a_{23}$	0.88	$L_{10a}$	19100	$L_{10ah}$	122000

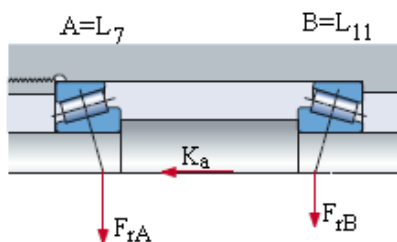
For grease lubricated bearings, please check the grease life. See section "Grease lubrication"

For calculation of two bearings on a shaft, see the program "SKF Bearing Select"

For calculation of the contamination factor  $\eta_c$ , see the program "SKF Bearing Select"

Obr. 6.24 Výpočet životnosti ložiska  $L_1$  [15]

U kontroly životnosti kuželíkových ložisek ( $L_7$  a  $L_{11}$ ), je třeba nejprve spočítat přídatné axiální síly, které vznikají přímo v samotných ložiscích (schéma uspořádání ložisek je zobrazeno na obr. 6.25). Pro výpočet je nutné znát výpočtové součinitele  $Y$  [-] ( $Y_A=1,5$ ,  $Y_B=1,4$ ) a vnější síly působící na ložisko (viz. tab. 6.12). Axiální síly se vypočítají z vťahů (6.8 - 6.11).



Obr. 6.25 Uspořádání a zatížení ložisek [15]

$$\frac{F_{rA}}{Y_A} < \frac{F_{rB}}{Y_B} \rightarrow \frac{4135}{1,5} < \frac{18704}{1,4} \rightarrow \underline{\underline{2757 < 13360}} \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}} \quad (6.8)$$

$$K_a \geq 0,5 \cdot \left( \frac{F_{rB}}{Y_B} - \frac{F_{rA}}{Y_A} \right) \rightarrow \quad (6.9)$$

$$5840 \geq 0,5 \cdot \left( \frac{18704}{1,4} - \frac{4135}{1,5} \right) \rightarrow \underline{\underline{5840 > 5302}} \Rightarrow \underline{\underline{vyhovuje}}$$

$$F_{aA} = \frac{0,5 \cdot F_{rA}}{Y_A} = \frac{0,5 \cdot 4135}{1,5} = \underline{\underline{1378 [N]}} \quad (6.10)$$

$$F_{aB} = F_{aA} + K_a = 1378 + 5840 = \underline{\underline{7218 [N]}} \quad (6.11)$$

Satelity jsou uloženy na dvouřadém jehlovém ložisku. Jelikož se satelity za normálních podmínek v klidu (neotáčejí se), nelze počítat životnost jako u klasicky zatížených ložisek. Z tohoto důvodu je u ložiska  $L_8$  proveden výpočet statické bezpečnosti dle vztahu (6.12). Jelikož v tab. 6.9 jsou uvedeny hodnoty pro jednořadé ložisko, je ve výpočtu použita poloviční zátažná síla.

$$S_{0L8} = \frac{C_{0L8}}{R_g / 2} = \frac{2 \cdot 83000}{83333} = \underline{\underline{1.99 [-]}} \quad (6.12)$$

V tab. 6.13 jsou uvedeny životnosti jednotlivých ložisek, ty jsou vypočteny pro pravděpodobnost poruchy  $P=10$  [%], v automobilovém průmyslu je tato pravděpodobnost příliš velká. Uvažuje se s pravděpodobností poruchy  $P=1$  [%], proto je nutno vypočtené

životnosti vynásobit koeficientem  $a_1=0,21$  [-] (viz. obr. 6.26). Životnost ložiska v hodinách se v automobilovém průmyslu dále přepočítává na životnost v ujetých kilometrech. Přepočet je dán vztahem (6.13).

Reliability	Failure probability	SKF rating life	Life adjustment factor
%	n	$L_{nm}$	$a_1$
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,62
96	4	$L_{4m}$	0,53
97	3	$L_{3m}$	0,44
98	2	$L_{2m}$	0,33
99	1	$L_{1m}$	0,21

Obr 6.26 Koeficient úpravy životnosti ložiska  $a_1$  [15]

$$L_{1km} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{R_d}{1000} \cdot n \cdot \frac{1}{i_c} \cdot 60 \cdot L_{1mh} \quad (6.13)$$

Tab. 6.13 Životnosti ložisek

Ložisko	Životnost $L_{10mh}$ [hod]	Životnost $L_{1mh}$ [hod]	Životnost $L_{1km}$ [km]
$L_1$	>1 000 000	>210 000	$>1,95 \cdot 10^7$
$L_2$	207 300	43 533	$4,04 \cdot 10^6$
$L_3$	320 900	67 389	$6,25 \cdot 10^6$
$L_4$	38 600	8 106	$5,64 \cdot 10^5$
$L_5$	58 200	12 222	$8,50 \cdot 10^5$
$L_6$	-	-	-
$L_7$	38 200	8 022	$5,58 \cdot 10^5$
$L_8$	-	-	-
$L_9$	-	-	-
$L_{10}$	-	-	-
$L_{11}$	>1 000 000	>210 000	$>1,46 \cdot 10^7$

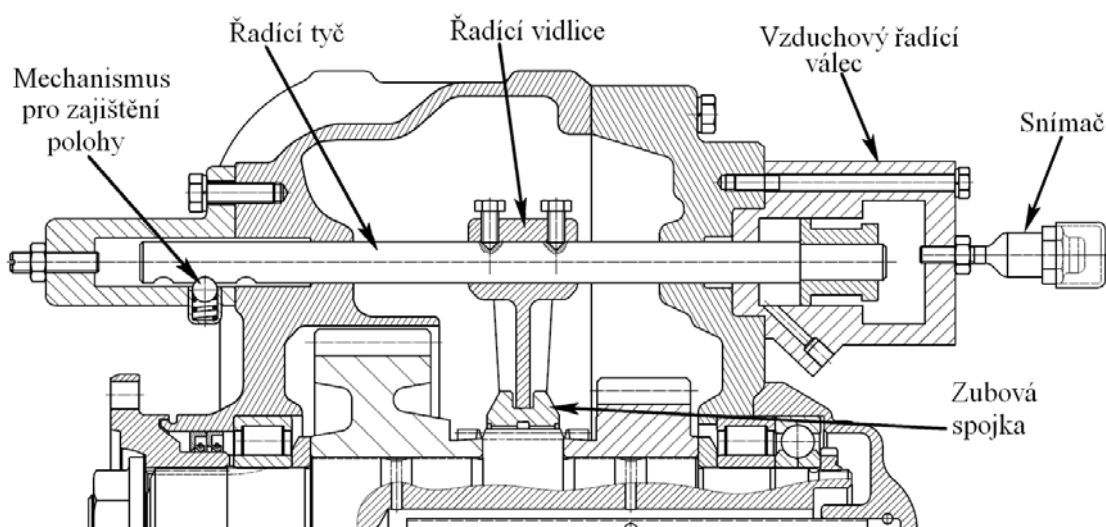
Ložiska  $L_4$  a  $L_7$  mají nejmenší životnosti  $L_{1mh4}=8\,106$  [hod] respektive  $L_{1mh7}=8\,022$  [hod] a jsou limitující pro životnost převodovky. Tyto životnosti jsou však po přepočtu na ujeté kilometry  $L_{1km4}=5,64 \cdot 10^5$  [km] respektive  $L_{1km7}=5,58 \cdot 10^5$  [km] dostačující pro daný typ nákladního automobilu.



## 7. Zhodnocení řadicího mechanismu

Řazení silničního (terénního) převodu je u tohoto typu provedení přídavné převodovky řešeno pomocí pneumatického přímočarého motoru, který je ovládán pomocí tlakového média (stlačeného vzduchu). Řadicí mechanismus se skládá z hlavních částí (řadicí tyč a vidlice s kameny, aretační mechanismus pro zajištění polohy, objímka zubové spojky, hlavní vzduchový válec a signalizace zařazení terénního převodu). Na obr. 7.1 jsou zobrazeny hlavní části řadicího mechanismu.

U zkoumané převodovky není použito synchronizačního řazení, řazení musí být prováděno pouze u stojícího vozidla.

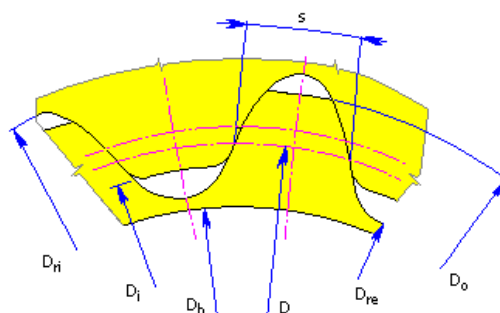


Obr. 7.1 Hlavní části řadicího mechanismu

Krouticí moment je přenášen pomocí objímky zubové spojky (obr. 7.3), která spojuje příslušné ozubené kolo a hnací hřídel. Spojka je opatřena evolventním drážkováním normy ANSI B92.1, se středěním na boky zubů a zaoblenou patou zubů. Rozměry drážkování jsou uvedeny v tab. 7.1. Pro lepší řazení jsou sražené hrany na čelní straně drážkování a jednotlivé zuby jsou vyrobeny pod úkosem  $3\div 4 [^\circ]$ , které slouží jako zámky proti vyskočení objímky ze záběru.

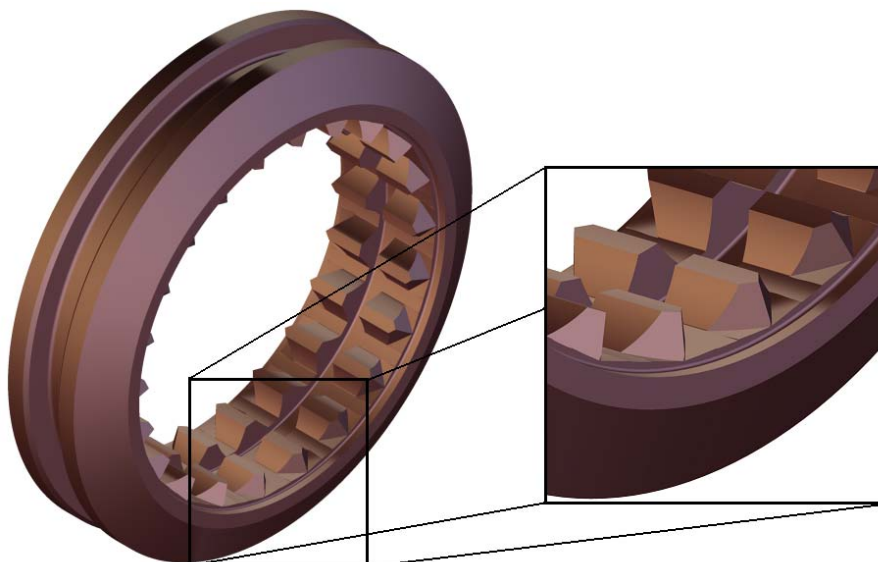
Tab. 7.1 Specifikace evolventního drážkování 3,833x6-22 ANSI B 92.1

$\alpha [^\circ]$	$D_i [mm]$	$D_{ri} [mm]$	$D [mm]$	$n [-]$
37,5	89,747	99,907	93,133	22



Obr. 7.2 Evolventní drážkování [20]

Na hnacím ozubeném kole silničního převodu ( $Z_1$ ) je použito shodné sražení, jako u objímky zubové spojky. U hnacího kola terénního převodu ( $Z_5$ ) je na čele zubů sražení pouze z jedné strany (obr. 7.4)

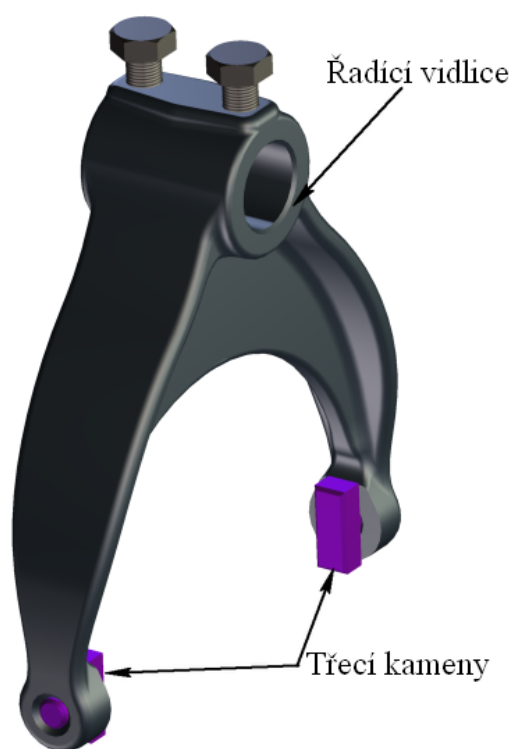


Obr. 7.3 Objímka zubové spojky



Obr. 7.4 Drážkování hnacího kola terénního převodu

Zařazení objímky se provádí pomocí řadící vidlice s kameny (obr. 7.5), které jsou vyrobeny z oceli odolné otěru.

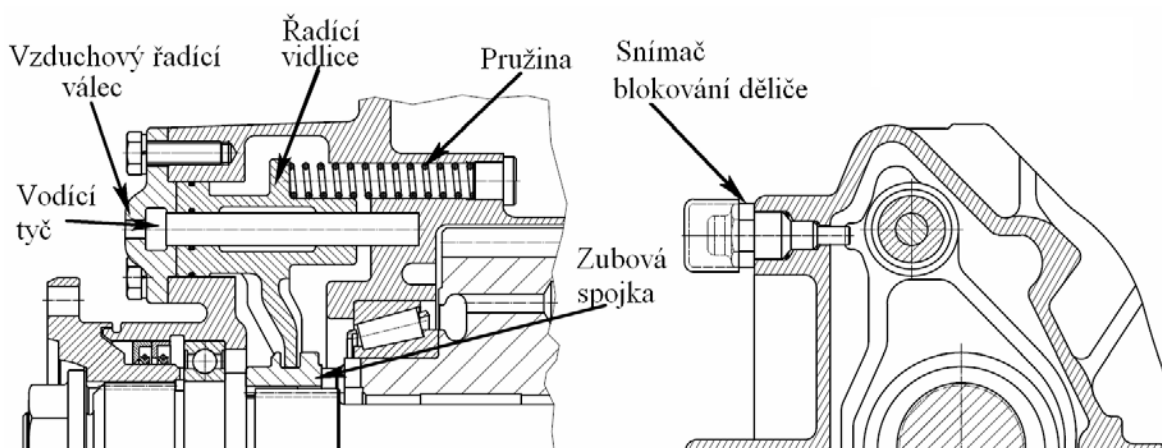


Obr. 7.5 Řadící vidlice s kameny

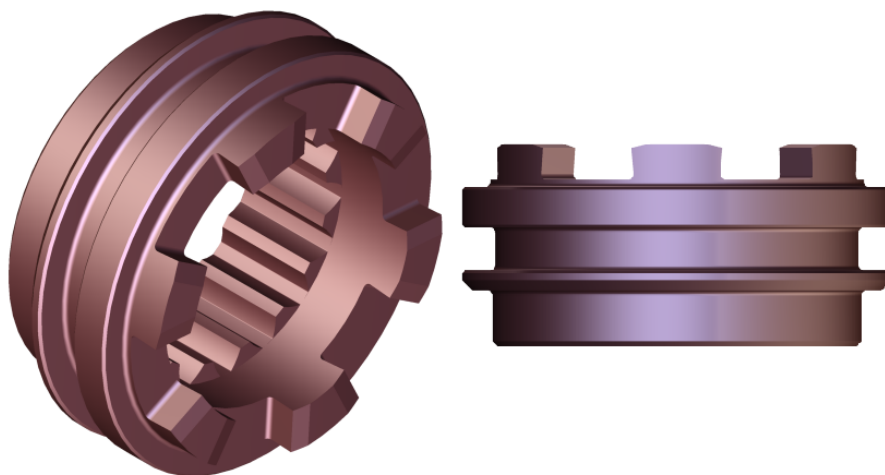
## 8. Popis funkce a ovládaní planetového děliče momentu

Planetový dělič slouží k rozdělení krouticího momentu mezi přední a zadní nápravu. Rozdělení krouticího momentu dochází podle poměru počtů zubů korunového a centrálního kola. Při jízdě v terénu může nastat situace, že dojde k prokluzu některých kol. V takovém případě řidič zastaví vozidlo a zablokuje dělič momentu a krouticí moment se rozdělí rovnoměrně mezi přední a dvě zadní nápravy (omezuje adhezní podmínka).

Řadicí mechanismus se skládá z hlavních částí (vodící tyč a vidlice, zubové spojky, hlavní vzduchový válec a snímač blokování děliče). Na obr. 8.1 jsou zobrazeny hlavní části řadicího mechanismu. Řazení blokování děliče momentu je ovládáno pomocí tlakového média (stlačeného vzduchu). Posuv vidlice vpřed zajišťuje jednočinný přímočarý pnemunatický motor. Posuv vzad je řešen pomocí vinuté tlačné pružiny. Samotné zablokování děliče je zajištěno pomocí čelní zubové spojky se šesti zuby (obr. 8.2). Spojka má sražené hrany pro lepší zaskakování a vyskakování ze záběru. Boky zubů mají podkosení  $3\div 4$  [°], proti samovolnému vyskočení.



Obr. 8.1 Hlavní části řadicího mechanismu



Obr. 8.2 Zubová spojka k blokování děliče momentu

Řadící vidlice je vyrobena z jednoho kusu (výkovek). Části přicházející do styku se zubovou spojkou jsou potaženy plastem, který snižuje tření mezi třecími plochami. Vidlice je zobrazena na obr. 8.3.



Obr. 8.3 Vidlice řazení k blokování děliče momentu

## 9. Závěr

Cíle stanovené na začátku diplomové práce byly splněny. Nejprve byly provedeny náměry jednotlivých ozubených kol a ostatních součástí, ze kterých je přídavná převodovka složena. Z těchto náměrů byly stanoveny předběžné rozměry ozubení, které staly podklady pro přesné měření ve firmě Tatra, a.s. Kopřivnice. Z těchto měřících protokolů byly stanoveny geometrické výpočty pro jednotlivá soukolí. Bylo zjištěno, že u této převodovky byl použit u všech ozubených převodů standardní profil ozubení.

Z naměřených protokolů byly vyhodnoceny třídy přesnosti vyrobených ozubených kol dle normy DIN 3962. Soukolí silničního a terénního převodu jsou vyrobena v třídě přesnosti 5. Soukolí děliče momentu pak v třídě přesnosti 7. Vyhodnocením naměřených protokolů bylo dále zjištěno, že u ozubených kol  $Z_4$ ,  $Z_5$  a satelitů byly použity modifikace ozubení (podélná i příčná).

Dále byly provedeny pevnostní výpočty jednotlivých soukolí. Všechna soukolí byla kontrolována na maximální vstupní krouticí moment. Soukolí silničního a terénního převodu byla kontrolována dle normy DIN 3990, metody B (tato soukolí byla kontrolována v oblasti trvalé pevnosti). Soukolí děliče momentu byla kontrolována dle normy DIN 3990, metody C (tato soukolí byla kontrolována v oblasti časové pevnosti).

Pevnostním výpočtem bylo zjištěno, že nejmenší bezpečnosti jsou na ozubeném kole  $Z_4$  (při terénním převodu). Bezpečnost v ohybu u tohoto kola je  $S_F=0,680$  [-] a bezpečnost v dotyku  $S_H=0,602$  [-]. Tyto bezpečnosti jsou pro daný typ vozidla vyhovující. Nejmenší bezpečnost v ohybu u ozubených kol děliče momentu se pohybovaly přibližně  $S_F=1,307$  [-] a v dotyku  $S_H=0,810$  [-]. I tyto hodnoty bezpečností jsou pro daný typ vozidla vyhovující.

Dimenzování a kontrolní výpočty životností ložisek v automobilovém průmyslu stanovují renomované firmy. V této práci byly provedeny pouze orientační výpočty. Při výpočtu životností ložisek bylo uvažováno s procentuálním využitím jednotlivých převodových stupňů, šestistupňové převodovky. Toto využití bylo bráno podle normy DIN 3990, díl 41. Z tohoto využití byl vypočten ekvivalentní krouticí moment na vstupní hřídeli přídavné převodovky, dle doporučení firmy SKF. Dále bylo uvažováno s využitím silničního a terénního převodu 50%/50%. Při vyšším využití silničního převodu budou bezpečnosti ještě příznivější. Vypočtením jednotlivých životností ložisek, bylo zjištěno, že

nejmenší modifikovanou životnost mají ložiska  $L_4$  a  $L_7$  ( $L_{1mh(L4)}=8\,106$  [hod],  $L_{1mh(L7)}=8\,1022$  [hod]). Přepočtem dostaneme životnosti v ujetých kilometrech, u konkrétních ložisek poté dostaneme  $L_{1mkm(L4)}=5,64 \cdot 10^5$  [km] a  $L_{1mkm(L7)}=5,58 \cdot 10^5$  [km]. Životnost lehkých nákladních automobilů se, dle normy DIN 3990, díl 41, pohybuje okolo 500 000 [km]. Je tedy zřejmé, že životnosti ložisek vyhovují.

Řazení silničního převodu, nebo terénního převodu je řešeno pomocí pneumatického dvoucestného přímočarého motoru. Ovládání je pomocí stlačeného vzduchu. Jelikož řazení není synchronizováno, je nutné, aby řazení probíhalo za klidu vozidla. V mechanismu řazení je umístěn snímač polohy, takže řidič v kabině je vždy informován o zařazení terénního převodu. Podkosení na zubech nedovolí, aby došlo k samovolnému vyskočení zařazené rychlosti.

Při zapínání blokování děliče momentu je pohyb do záběru zubové spojky řešen pomocí pneumatického jednocestného přímočarého motoru. Pohyb ze záběru je pak prováděn automaticky pomocí válcové tlačné pružiny.

Závěrem lze konstatovat, že přídatná sestupná převodovka **ZF Steyr**, typové označení **VG 750**, má při dodržení maximálních vstupních parametrů a provozních podmínek (daných výrobcem převodovky) životnost minimálně 500 000 [km]. Vydrží tedy celou životnost lehkého nákladního automobilu.

## 10. Seznam použité literatury

- [1] BOHÁČEK, F. a kol.: *Části a mechanismy strojů II-Hřídele, tribologie, ložiska*. Skripta VUT Brno, Ostrava 1983, ISBN 55–656-83.
- [2] DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. – Spojovací části strojů*. Ostrava, Montanex a.s., 2000. ISBN 80–7225-018–3.
- [3] MORAVEC, V.: *Konstrukce strojů a zařízení II – Čelní ozubená kola*. Ostrava, Montanex a.s., 2001. ISBN 80–7225-051–5.
- [4] MORAVEC, V.: *Mechanické a hydraulické převody. Mechanické převody*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2000, 1. vydání, ISBN 80–7078-807–0.
- [5] MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, Ostrava 2005, ISBN 80–248-0878–1.
- [6] NĚMČEK, M., MIKEŠ, I.: *Návody do cvičení I. – Konstrukce převodových skříní*. První vydání. Ostrava, VŠB-TU, 1993. ISBN 80–7078-200–5.
- [7] NĚMČEK, M., *Vybrané problémy geometrie čelních ozubených kol*. Ostrava, Montanex a.s., 2003. ISBN 80–7225-111–2.
- [8] ŠALAMOUN, Č., SUCHÝ, Miloš. Čelní a šroubová soukolí s evolventním ozubením. Praha : SNTL, 1990. 466 s. ISBN 80-03-00532-9
- [9] VÁVRA, P., KŘÍŽ, P.: *Strojnická příručka, díl 5*. Praha: Scientia spol. s.r.o., 1994. ISBN 80–85827-59–X.
- [10] VÁVRA, P., KŘÍŽ, P.: *Strojnická příručka, díl 6*. Praha: Scientia spol. s.r.o., 1995. ISBN 80–85827-88–3.
- [11] VÁVRA, P., LEINVEBER, J.: *Strojnické tabulky*. Druhé doplněné vydání. Praha: Albra, 2005. ISBN 80–7361-011–6.
- [12] Odborné konzultace: *Konstrukce TATRA, a.s. Kopřivnice*

## Internetové odkazy

- [13] *Webové stránky firmy Tatra, a.s. Kopřivnice*  
URL: <<http://www.tatra.cz>> [citováno 5. května 2009]
- [14] *Webové stránky firmy Slovnafit*  
URL: <<http://www.vurup.sk/english/madit/pp80madi/slovak.html>>  
[citováno 5. května 2009]
- [15] *Webové stránky firmy SKF-internetový katalog*



URL: <<http://www.skf.com/portal/skf/home>> [citováno 5. května 2009]

- [16] *Webové stránky firmy Continental-internetový katalog*

URL: <<http://www.conti-online.com>> [citováno 5. května 2009]

## **Použité programové vybavení**

- [17] NĚMČEK, M.: *Geometrie*. Program pro výpočet ozubení, verze 3. Ostrava: VŠB-TU, 2009
- [18] NĚMČEK, M.: *Profil*. Program pro sledování záběru, verze 1.1. Ostrava: VŠB-TU, 2009
- [19] NĚMČEK, M.: *ČSN*. Program pro pevnostní výpočet ozubení, verze 1.2. Ostrava: VŠB-TU, 2009
- [20] AUTODESK, Inc.: Autodesk Inventor Profesional 2009, verze 2009, built 236a, 2009, 3D strojírenský parametrický CAD
- [21] AUTODESK, Inc.: Autodesk AutoCAD Mechanical 2009, verze 2009, 2009, 2D strojírenský parametrický CAD

## **Použité normy**

- [22] DIN 3990 T1-T5 (T41). *Tragfähigkeitsberechnung von Stirnrädern, Einführung und allgemeine Einflubfaktoren*
- [23] DIN 3962 T1-T3 *.Toleranzen für Stirnradverzahnungen, Toleranzen für Abweichungen einzelner Bestimmungsgroben*

## 11. Přílohy

I.	Geometrické výpočty pro jednotlivá soukolí	I
II.	Měřicí protokoly pro jednotlivá ozubená kola	V
III.	Výsledky pevnostní kontroly	XIX
IV.	Kontrola životnosti ložisek	XXIII

GRY067-SN2KIK01      Sestavný výkres  
GRY067-SN2KIK01-34      Dílenský výkres - Předlohová hřídel  
GRY067-SN2KIK01-40      Dílenský výkres - Kolo unášeče  
Data ozubení pro ozubené kolo GRY067-SN2KIK01-40  
Kusovník  
DVD obsahující celou diplomovou práci v elektronické podobě.